



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
Τομέας Θερμότητας

Διπλωματική Εργασία
Συστήματα απορρόφησης και οικονομική προσέγγιση

Φοιτητής: Κοντονάτσιος Βασίλειος

Αριθμός μητρώου: 08705

Επιβλέπουσα: Ε. Κορωνάκη, Λέκτορας Ε.Μ.Π

Περιεχόμενα

1. Πρόλογος.....	5
2. Κλιματική αλλαγή και το φαινόμενο της ανύψωσης της θερμοκρασίας του πλανήτη (global warming).....	6
2.1 Ενεργειακό πρόβλημα.....	6
2.2. Φαινόμενο Θερμοκηπίου.....	8
2.3. Επιπτώσεις κλιματικής αλλαγής.....	13
3. Το θεσμικό πλαίσιο της Παγκόσμιας Περιβαλλοντικής Πολιτικής	15
3.1. Η Συνδιάσκεψη του Ρίο.....	15
3.2. Από το Ρίο έως την Κανκούν: οι Συνδιασκέψεις των Συμβαλλομένων Μερών [14] ...	16
4. Συστήματα κλειστού τύπου	18
4.1 Εισαγωγή	18
4.2 Συστήματα απορρόφησης.....	19
4.2.1. Ιστορική αναδρομή της τεχνολογίας απορρόφησης [30]	19
4.2.2 Ψύκτες απορρόφησης σήμερα	21
4.2.3 Αρχές λειτουργίας του κύκλου απορρόφησης	24
4.2.4. Εργαζόμενα ρευστά στην ψύξη απορρόφησης	27
4.2.5 Απόδοση απορροφητή ενός ψύκτη απορρόφησης LiBr/H ₂ O	29
4.2.6. Σύγκριση ψυκτών απορρόφησης και ηλεκτρικών ψυκτών.....	32
4.2.7. Ψύκτες απορρόφησης άμεσης - έμμεσης θέρμανσης (Direct-Indirect Fired Absorption Chillers)	34
4.2.8. Κρυσταλλοποίηση	37
4.3. Διάφοροι σχεδιασμοί κύκλων ψύξης με απορρόφηση [16].....	40
4.3.1. Μονοβάθμια συστήματα απορρόφησης	40
4.3.2. Μεταλλάκτης θερμότητας απορρόφησης	41
4.3.3. Πολυβάθμιος κύκλος ψύξης με απορρόφηση	43
4.3.4. Κύκλος ψύξης απορρόφησης με GAX	47
4.3.5. Κύκλος ψύξης με απορρόφηση χρησιμοποιώντας ανάκτηση θερμότητας του απορροφητή.....	48
4.3.6. Κύκλος ψύξης με απορρόφηση μισού σταδίου	49
4.3.7. Συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης - συμπίεσης ατμού	51
4.3.8. Κύκλος ρόφησης-αναρρόφησης	54
4.3.9. Ψύξη απορρόφησης διπλού κύκλου.....	55

4.3.10. Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα - απορρόφησης.....	56
4.3.11. Κύκλος απορρόφησης με οσμωτική μεμβράνη	61
4.3.12. Σύστημα απορρόφησης αυτόνομης κυκλοφορίας με χρήση LiBr/νερού	62
4.3.13. Ψυκτικό σύστημα διάχυσης απορρόφησης (DAR)	63
4.4. Ανάγκη για την περαιτέρω ανάπτυξη στην ψύξη με απορρόφηση.....	65
5. Ψύκτης απορρόφησης BCT-16	67
5.1. Περιγραφή συστήματος BCT-16.....	67
5.2. Διάγραμμα ροής του BCT-16.....	70
5.3 Περιγραφή στοιχείων BCT-16 [20]	73
5.3.1 Ατμοποιητής και αντλία ψυχόμενου νερού.....	73
5.3.2. Απορροφητής και αντλία διαλύματος	74
5.3.3. Ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας.....	75
5.3.4. Ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας	77
5.3.5. Συμπυκνωτής.....	78
5.3.6. Εναλλάκτες θερμότητας	79
5.3.7 Πύργος ψύξης.....	80
5.3.8. Σύστημα υποπίεσης(κενού)	82
5.4. Περιγραφή ισολογισμού BCT-16.....	83
5.4.1 Περιγραφή ισολογισμού ενέργειας και μάζας.....	83
5.4.2 Επίλυση ισολογισμών BCT-16 σε Mathcad	88
6. Οικονομική ανάλυση εφαρμογών ψυκτών απορρόφησης	100
6.1. Αντικείμενο μελέτης.....	100
6.2. Ενεργειακές παράμετροι προγράμματος – επεξηγήσεις [32]	101
6.2.1. Μοντέλο παραγωγής ψύξης με απορρόφηση	102
6.2.2. Συμπεράσματα	118
6.3. Οικονομική μελέτη της εγκατάστασης του BCT-16	125
6.4. Συμπεράσματα	133
ΑΝΑΦΟΡΕΣ	135
ΕΠΕΞΗΓΗΣΗ ΟΡΩΝ	137

1. Πρόλογος

Οι αυξανόμενες ενεργειακές ανάγκες της ανθρωπότητας, η επιβάρυνση του περιβάλλοντος και η αισθητή θερμοκρασιακή άνοδος του πλανήτη καθιστούν σαφή την ανάγκη για εύρεση πιο φιλικών προς το περιβάλλον συστημάτων για την κάλυψη των αναγκών μας. Ένας τομέας στον οποίο υπάρχει η δυνατότητα βελτίωσης της ενεργειακής κατάστασης και εξορθολογισμού της χρήσης της ενέργειας, είναι ο κλιματισμός των κτιρίων και ειδικότερα ο κλιματισμός κτιρίων σε χώρες με θερμό και εύκρατο κλίμα. Τα τελευταία χρόνια οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας έχουν εξελιχθεί σημαντικά επιτρέποντας τη χρήση τους σε μικρότερης κλίμακας εφαρμογές και με μικρότερο κόστος επένδυσης.

Στην παρούσα εργασία παρουσιάζεται ο κλιματισμός κτιρίων με τη χρήση ψυκτών απορρόφησης. Οι ψύκτες απορρόφησης αποτελούν συσκευές οι οποίες μπορούν να μειώσουν κατά πολύ την απαιτούμενη ενέργεια για παραγωγή ψύξης, βοηθώντας έτσι σημαντικά και στον περιορισμό της εκπομπής ρύπων στο περιβάλλον. Μάλιστα αν συνδυαστούν με ανανεώσιμες πηγές ενέργειας για την τροφοδοσία τους μπορούν να αποτελέσουν φιλικές προς το περιβάλλον λύσεις για τον κλιματισμό κτιρίων αλλά και οικονομικά βιώσιμες επενδύσεις για την πλήρη κάλυψη των ψυκτικών φορτίων των κτιρίων. Εξετάζεται λοιπόν η λειτουργία των ψυκτών απορρόφησης καθώς και οι εφαρμογές τους έναντι των συμβατικών ψυκτών συμπίεσης ατμού και γίνεται οικονομική μελέτη των συστημάτων απορρόφησης ώστε να εξακριβωθεί η βιωσιμότητα μιας τέτοιου είδους επένδυσης.

2. Κλιματική αλλαγή και το φαινόμενο της ανύψωσης της θερμοκρασίας του πλανήτη (global warming)

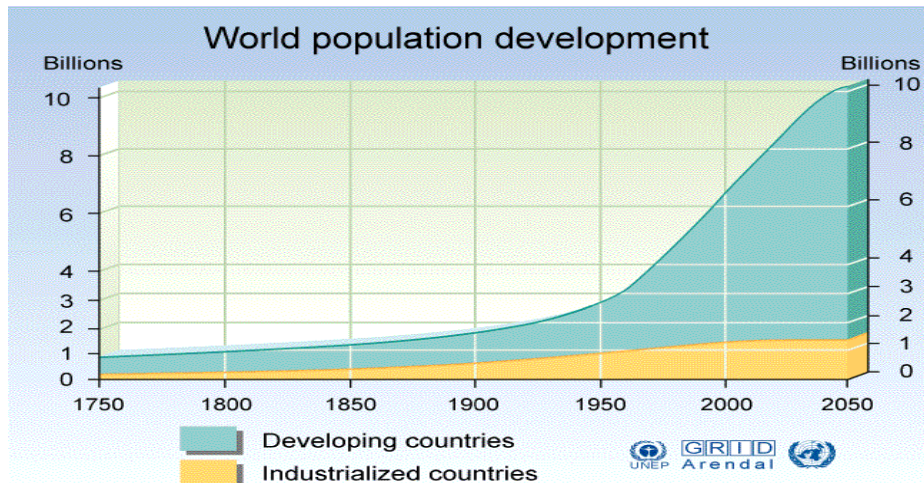
2.1 Ενεργειακό πρόβλημα

Το ενεργειακό πρόβλημα στις μέρες μας , δηλαδή η συσχέτιση των ενεργειακών αποθεμάτων των συμβατικών καυσίμων που διαρκώς μειώνονται, με τις απαιτήσεις για κατανάλωση ενέργειας που διαρκώς αυξάνονται , εμφανίζεται οξύτερο από ποτέ. Είναι αρκετά εύκολο να κατανοήσουμε τι σημαίνει αύξηση της ενέργειας που καταναλώνεται αν αναλογιστούμε το πλήθος των ηλεκτρικών συσκευών που έχουμε σήμερα στο σπίτι μας σε σχέση με τις συσκευές που είχαμε, ας πούμε, πριν 50 χρόνια, ή τον αριθμό των αυτοκινήτων που κυκλοφορούν τώρα στους δρόμους σε σχέση με τότε. Στο ίδιο συμπέρασμα θα καταλήξουμε αν παρατηρήσουμε τις ενεργοβόρες εγκαταστάσεις ενός σύγχρονου κτιρίου (πχ νοσοκομείου με κεντρική εγκατάσταση κλιματισμού, δίκτυο υπολογιστών, ιατρικό εξοπλισμό) και τις συγκρίνουμε με ένα ανάλογο κτίριο που κατασκευάστηκε πριν μερικές δεκαετίες.

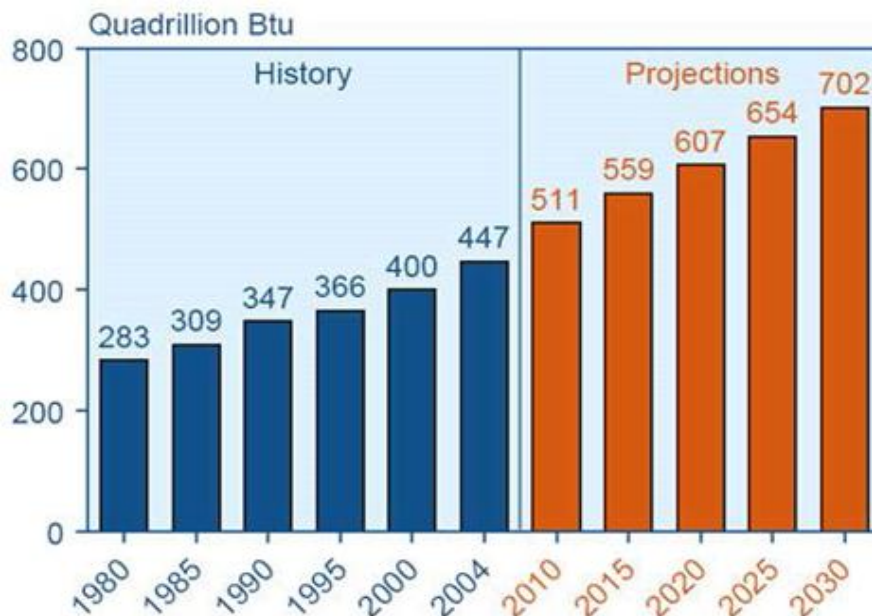
Υπολογίζεται ότι ο πρωτόγονος άνθρωπος χρησιμοποιούσε για τις ανάγκες του ενέργεια ίση με 6,3 MJ την ημέρα την οποία έπαιρνε μέσω της τροφής του. Ο σημερινός άνθρωπος χρησιμοποιεί περίπου 1000 MJ δηλαδή 150 φορές περισσότερη.

Το ενεργειακό πρόβλημα ήταν πάντα στην επικαιρότητα τις τελευταίες δεκαετίες και πολλές φορές υπήρξε το αίτιο (ως διεκδικούμενος φυσικός πόρος ή ως πηγή ισχύος) για μεγάλες στρατιωτικο-πολιτικο-οικονομικές ανακατατάξεις στον παγκόσμιο χάρτη. Τα τελευταία χρόνια μάλιστα και με δεδομένο ότι κάποιοι από τους φυσικούς πόρους είναι πεπερασμένοι (άνθρακας, πετρέλαιο, φυσικό αέριο) ο ανταγωνισμός για τον έλεγχο της αγοράς ενέργειας έχει γίνει ακόμα πιο έντονος.

Ο πληθυσμός της γης έχει φτάσει πια τα 7 δισεκατομμύρια. Οι άνθρωποι χρειάζονται την ενέργεια για να βελτιώσουν το επίπεδο της διαβίωσης τους. Πολλοί επιστήμονες μάλιστα συσχετίζουν την ποιότητα διαβίωσης με την κατανάλωση ενέργειας.[1]



Εικόνα 2.1.1. Αύξηση του πληθυσμού της γης σε δισεκατομμύρια ανθρώπους[2]



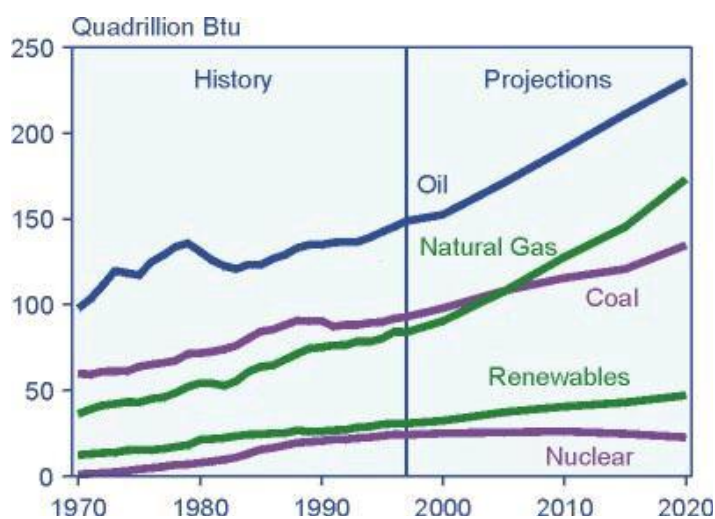
Εικόνα 2.1.2. Αύξηση της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας[3]

Σημείωση: 1 quadrillion BTU = $1,05505 \times 10^{18}$ Joules

Πολλές αναπτυσσόμενες χώρες αυξάνουν ραγδαία την εγκατεστημένη ισχύ τους κάτι που είναι και αποτέλεσμα του αυξανόμενου βιοτικού επιπέδου τους. Στην Δημοκρατία της Κίνας το 1997 κατασκευάζονταν μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με ρυθμό 300MW / εβδομάδα. (Η συνολική εγκατεστημένη ισχύς στην Ελλάδα είναι

περίπου 13.000MW)[1] . Η κατανάλωση ενέργειας γίνεται παγκοσμίως ολοένα και μεγαλύτερη. Το 2007, η παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση έφτασε στα 11.433,9 Mtoes ισοδύναμου πετρελαίου (132.952 δισεκατομμύρια kWh).[4]

Σημείωση: 1 toe = 41,86 x 10⁹ Joule = 1010 cal = 11.627,9 kWh



Εικόνα 2.1.3. Παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας ανά είδος καυσίμου σε quadrillion BTU [6]

Κατά προσέγγιση, το 86,6 % της παγκόσμιας ζήτησης σε ενέργεια καλύπτεται με τη χρήση ορυκτών καυσίμων (πετρέλαιο: 35,27 %, γαιάνθρακες: 28,02 %, φυσικό αέριο: 23,35 %)[6]

2.2. Φαινόμενο Θερμοκηπίου

Ο ανθρώπινος πολιτισμός, θέλοντας να αναπτυχθεί βιομηχανικά, άντλησε από την γη κοιτάσματα πετρελαίου και άνθρακα και τα χρησιμοποίησε ως πρώτη ύλη για να κινήσει τον βιομηχανικό πολιτισμό. Η αύξηση της συγκέντρωσης των αερίων ρύπων -διοξείδιο του άνθρακα

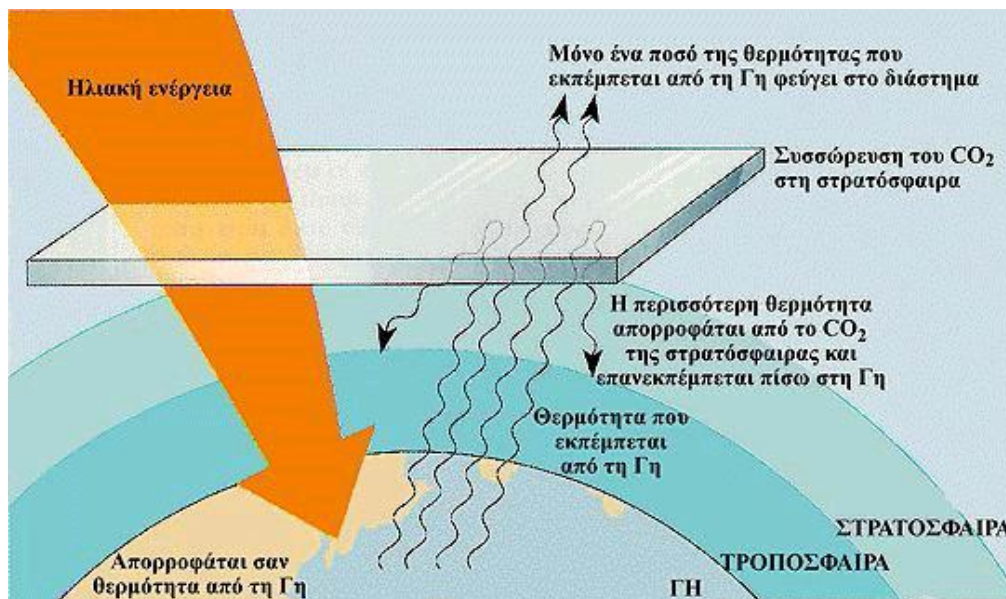
(CO₂), διοξείδιο του θείου (SO₂), μεθάνιο (CH₄), χλωρό-φθοριωμένοι υδρογονάνθρακες (CFCs), που παράγονται από τη χρήση συμβατικών καυσίμων (κυρίως για παραγωγή ενέργειας και μεταφορές) παρεμποδίζει τη διαφυγή της ηλιακής ακτινοβολίας που ανακλάται από την επιφάνεια της γης έξω από τα ατμοσφαιρικά στρώματα. Συντελώντας με αυτό τον τρόπο στη σταδιακή αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη, δημιουργώντας έτσι το φαινόμενο θερμοκηπίου που προκαλεί υπερθέρμανση του πλανήτη οδηγώντας σε σημαντικές κλιματικές αλλαγές με σοβαρές οικονομικοκοινωνικές και περιβαλλοντικές επιπτώσεις.

Γενικά με τον όρο κλιματική αλλαγή αναφερόμαστε στη μεταβολή του παγκόσμιου κλίματος και ειδικότερα σε μεταβολές των μετεωρολογικών συνθηκών που εκτείνονται σε μεγάλη χρονική κλίμακα. Τέτοιου τύπου μεταβολές περιλαμβάνουν στατιστικά σημαντικές διακυμάνσεις ως προς τη μέση κατάσταση του κλίματος ή τη μεταβλητότητά του, που εκτείνονται σε βάθος χρόνου δεκαετιών ή περισσότερων ακόμα ετών.

Οι κλιματικές αλλαγές οφείλονται σε φυσικές διαδικασίες, καθώς και σε ανθρώπινες δραστηριότητες με επιπτώσεις στο κλίμα, όπως η τροποποίηση της σύνθεσης της ατμόσφαιρας. Στη Σύμβαση-Πλαίσιο των Ηνωμένων Εθνών για τις Κλιματικές Μεταβολές (UNFCCC), η κλιματική αλλαγή ορίζεται ειδικότερα ως η μεταβολή στο κλίμα που οφείλεται άμεσα ή έμμεσα σε ανθρώπινες δραστηριότητες, διακρίνοντας τον όρο από την κλιματική μεταβλητότητα που έχει φυσικά αίτια. [7]

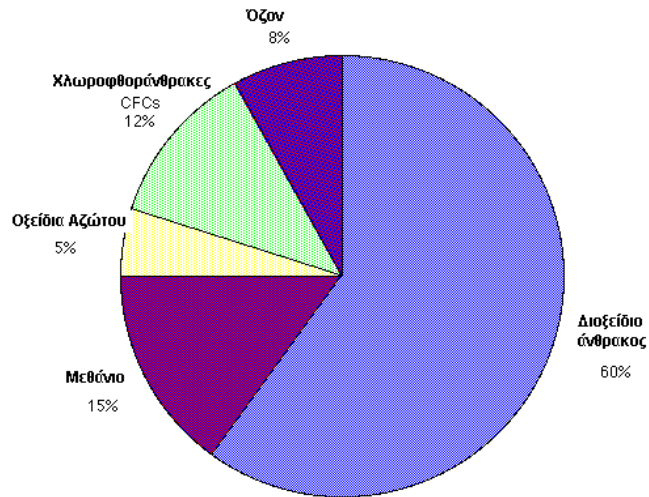
Την μεγαλύτερη συνεισφορά στο φαινόμενο Θερμοκηπίου έχουν κατά σειρά οι υδρατμοί, το διοξείδιο του άνθρακα και τα νέφη, που δεν προέρχονται κατ' ανάγκη από τις ανθρώπινες δραστηριότητες. Συνεπώς, το φαινόμενο του θερμοκηπίου είναι καταρχάς φυσικό φαινόμενο. Όμως οι ανθρώπινες δραστηριότητες έχουν ως αποτέλεσμα την αύξηση της συγκέντρωσης των φυσικών αερίων του θερμοκηπίου καθώς και την έκλυση νέων ιχνοστοιχείων, όπως οι χλωροφθοράνθρακες, αυξάνοντας έτσι τους απορροφητές της γήινης ακτινοβολίας και μειώνοντας την εκπομπή της προς το διάστημα. Τελικά αυξάνει η διαθέσιμη ενέργεια στο

σύστημα γήινη επιφάνεια – ατμόσφαιρα, με συνέπεια την αύξηση της επιφανειακής θερμοκρασίας. Δηλαδή οι ανθρωπίνες δραστηριότητες, ενισχύουν το φαινόμενο θερμοκηπίου, δεν το προκαλούν. Η συσσώρευση κυρίως διοξειδίου του άνθρακα στην ατμόσφαιρα πραγματοποιείται από την εποχή της Βιομηχανικής Επανάστασης, τον 18ο αιώνα. Ο Arrhenius τον επόμενο αιώνα μάλιστα συνέδεσε την αύξηση του διοξειδίου του άνθρακα με την θέρμανση του πλανήτη.



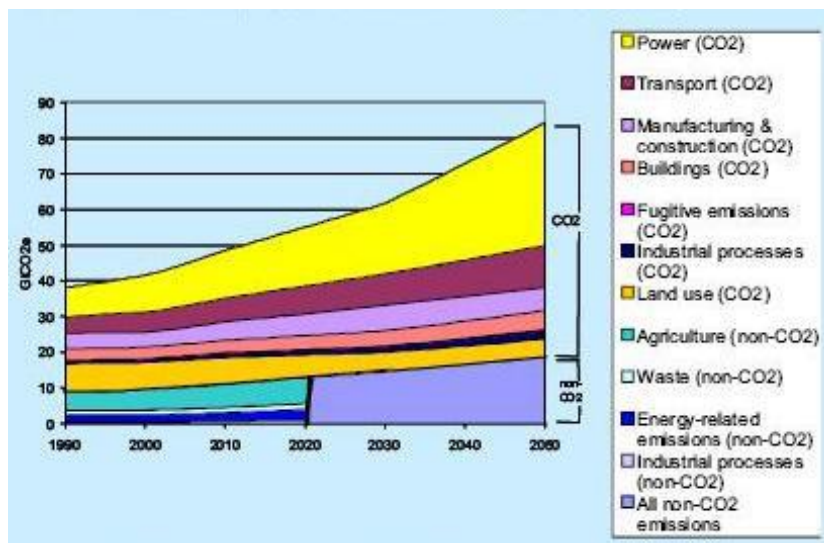
Εικόνα 2.2.1. Παγίδευση της ακτινοβολίας από στρώμα διοξειδίου του άνθρακα[8]

ΣΥΜΜΕΤΟΧΗ ΤΩΝ ΑΝΘΡΩΠΟΓΕΝΩΝ ΡΥΠΩΝ ΣΤΟ ΦΑΙΝΟΜΕΝΟ ΘΕΡΜΟΚΗΠΙΟΥ



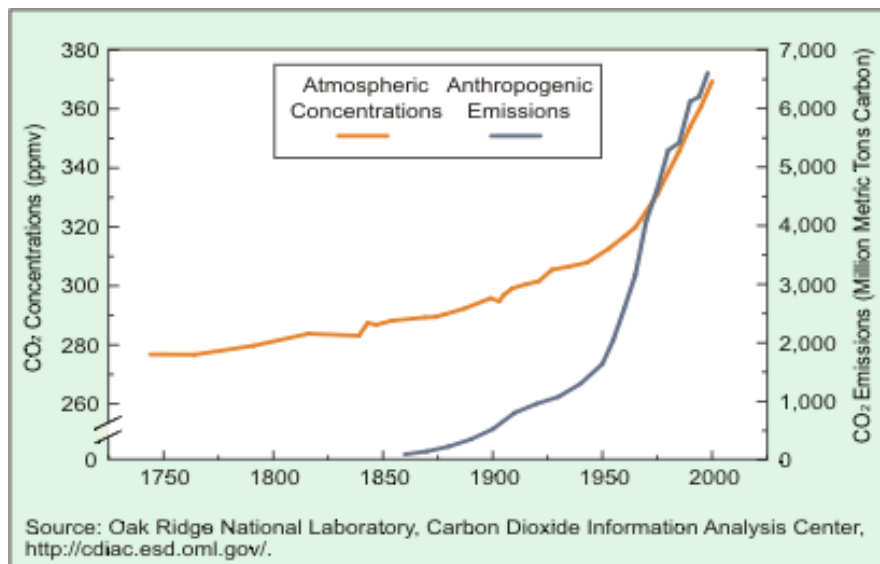
Εικόνα 2.2.2. Συμμετοχή των ανθρωπογενών ρύπων στο φαινόμενο του θερμοκηπίου[8]

Τα αέρια αυτά μπορούν να μείνουν στην ατμόσφαιρα για ένα σύνολο ετών που εκτείνεται από δεκαετίες έως και εκατοντάδες και χιλιάδες χρόνια. Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνονται οι ιστορικές και οι προβλεπόμενες εκπομπές ΑΘ από το 1990 μέχρι το 2050, ανά τομέα δραστηριότητας.

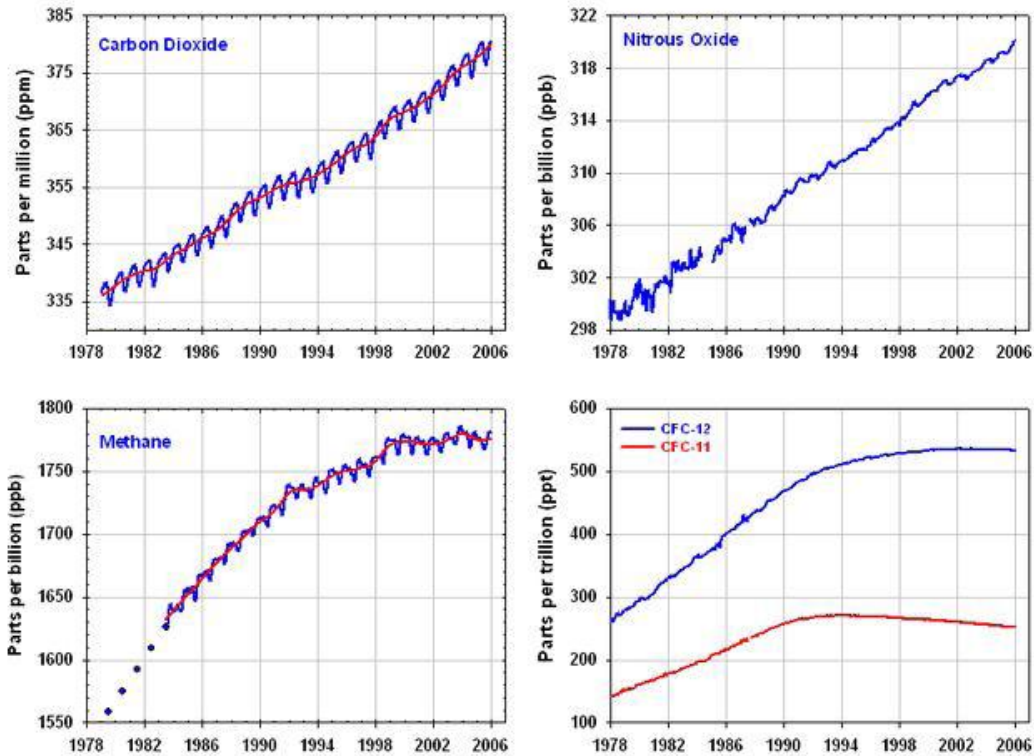


Εικόνα 2.2.3. Ιστορικές και προβλεπόμενες εκπομπές των αερίων του θερμοκηπίου (ΑΘ) από το 1990 μέχρι το 2050[9]

Πιο συγκεκριμένα, η αύξηση του CO₂ καθώς και των λεγόμενων "αερίων του θερμοκηπίου φαίνονται στις παρακάτω εικόνες.



Εικόνα 2.2.4. Αύξηση του CO₂ στην ατμόσφαιρα[10]



Εικ

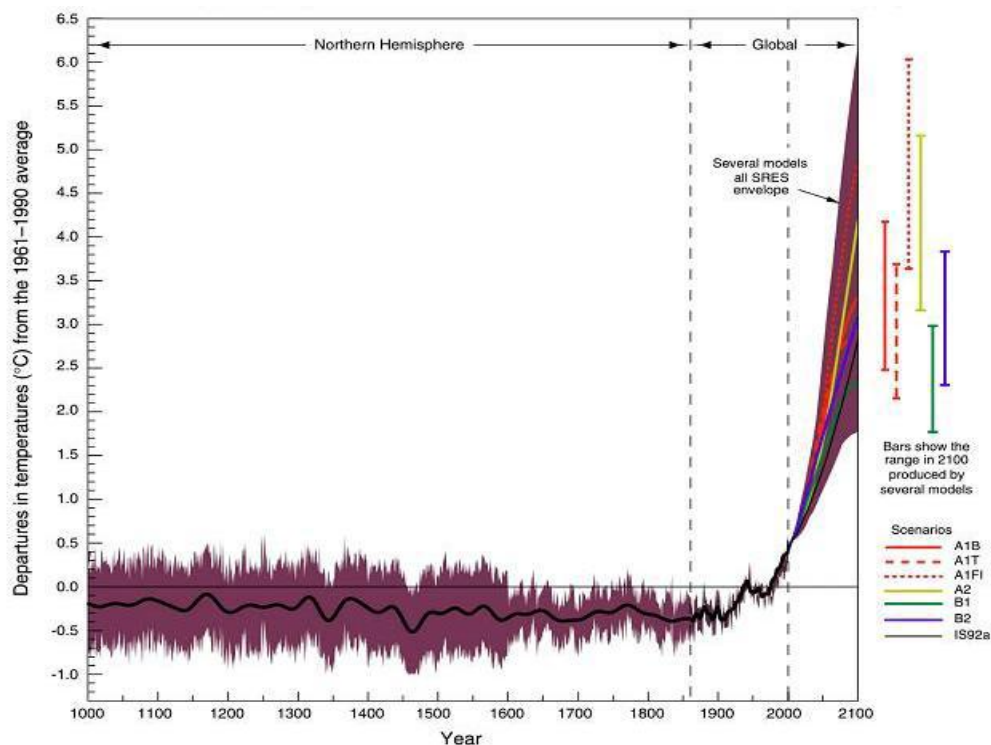
όνα 2.2.5. Αύξηση των αερίων του θερμοκηπίου[11]

2.3. Επιπτώσεις κλιματικής αλλαγής

Επιστήμονες από ολόκληρο τον κόσμο προσπαθούν να εντοπίσουν και "να κοστολογήσουν" τις συνέπειες που θα φέρουν στη Γη, οι κλιματικές αλλαγές. Με κλιματικά μοντέλα, προσπαθούν να προβλέψουν το μέλλον του καιρού και του περιβάλλοντος. Αδιαμφισβήτητο, είναι σύμφωνα με τους περισσότερες ερευνητές, το γεγονός, ότι η κλιματική αλλαγή θα επηρεάσει κάθε πτυχή του περιβάλλοντος αλλά και της κοινωνικής και οικονομικής δραστηριότητας. Η καταστροφική για το κλίμα αντίστροφη μέτρηση έχει ήδη αρχίσει, το μόνο που απομένει είναι να απαριθμήσουμε τις επιπτώσεις της παγκόσμιας θέρμανσης.

Ο πιο χαρακτηριστικός δείκτης της κλιματικής αλλαγής είναι η αύξηση της μέσης θερμοκρασίας του πλανήτη. Σύμφωνα με την έκθεση(2001) του Διακυβερνητικού Πάνελ για την Κλιματική Αλλαγή

(IPCC), η αύξηση αυτή μπορεί να φτάσει τους 6 βαθμούς μέχρι το 2100, ενώ νεώτερες μελέτες την ανεβάζουν στους 10 βαθμούς.[14]



Εικόνα 2.3.1. Αύξηση μέσης θερμοκρασίας πλανήτη[9]

Πέρα από την αύξηση της θερμοκρασίας όμως, η κλιματική αλλαγή θα σημαίνει:

- Άνοδο της στάθμης της θάλασσας
- Λιώσιμο των πάγων
- Εξάπλωση ασθενειών
- Αύξηση των τυφώνων
- Φαινόμενα ξηρασίας και έντονα θερμά κύματα
- Οικονομικές επιπτώσεις
- Επιπτώσεις στην πανίδα και τα οικοσυστήματα[15]

3. Το θεσμικό πλαίσιο της Παγκόσμιας Περιβαλλοντικής Πολιτικής

Προκειμένου να ληφθούν τα απαραίτητα μέτρα για την αντιμετώπιση της κλιματικής αλλαγής του πλανήτη, πραγματοποιήθηκαν αρκετές Συνδιασκέψεις και Συμφωνίες μεταξύ των συμβαλλόμενων μερών σε όλο τον κόσμο. Οι σημαντικότερες συνδιασκέψεις είναι οι εξής:[12]

3.1. Η Συνδιάσκεψη του Ρίο

Η Συνδιάσκεψη των Ηνωμένων Εθνών για το Περιβάλλον και την Ανάπτυξη πραγματοποιήθηκε στο Ρίο Ντε Τζανέιρο της Βραζιλίας από 3-14 Ιουνίου του 1992. Στο Ρίο, η παγκόσμια κοινότητα έδωσε ένα εντυπωσιακό παρόν. Συμμετείχαν κρατικές αντιπροσωπείες από 178 χώρες, προσήλθαν περισσότεροι από 100 αρχηγοί κρατών και κυβερνήσεων, διαπιστεύτηκαν περισσότερες από 1500 μη κυβερνητικές οργανώσεις, ενώ παραβρέθηκαν περίπου 7000 αντιπρόσωποι των μέσων μαζικής ενημέρωσης. Οι προηγούμενοι εντυπωσιακοί αριθμοί καθιστούν τη Συνδιάσκεψη του Ρίο ως ένα κορυφαίο, αν όχι το πιο κορυφαίο πολιτικό γεγονός των τελευταίων δεκαετιών και είναι ενδιαφέρον βέβαια ότι το γεγονός αυτό αφορά στην παγκόσμια περιβαλλοντική προστασία. Σύμφωνα με τη συνδιάσκεψη για το περιβάλλον και την ανάπτυξη (Ρίο ντε Τζανέιρο, 1992) αποφασίσθηκε:[13]

- Η διατήρηση της ισορροπίας των φυσικών οικοσυστημάτων.
- Η αειφορική χρήση των φυσικών πόρων.
- Η διατήρηση και διαχείριση των φυσικών συστημάτων και της βιοποικιλότητας.
- Η ενσωμάτωση των περιβαλλοντικών όψεων σε όλες τις αναπτυξιακές πολιτικές, οι οποίες αφορούν τους διάφορους τομείς δραστηριότητας.

- Η θεώρηση της περιβαλλοντικής εκπαίδευσης και της ενημέρωσης του κοινού, ως δραστηριοτήτων πρώτης προτεραιότητας
- Η προώθηση της συλλογής και της διάδοσης των πληροφοριών.

Ειδικότερα για το φυσικό περιβάλλον, η ίδια έκθεση αναφέρει ότι πρέπει να δοθεί προτεραιότητα στα ακόλουθα θέματα:

- Αποτελεσματική διαχείριση και προστασία των προστατευόμενων περιοχών και διερευνήσει των ορίων τους.
- Προστασία ενδιαιτημάτων και ειδών
- Δραστηριότητες κατά ζώνες
- Ανόρθωση υποβαθμισμένων φυσικών περιοχών
- Εξασφάλιση ισόρροπης συνύπαρξης των ανθρωπογενών και των φυσικών οικοσυστημάτων
- Πρόληψη των δασικών πυρκαγιών και της διάβρωσης του εδάφους
- Ορθή χρήση υλικών και τεχνικών στην αγροτική παραγωγή

3.2. Από το Ρίο έως την Κανκούν: οι Συνδιασκέψεις των Συμβαλλομένων Μερών [14]

Από το 1992 μέχρι σήμερα, εκπρόσωποι των 192 εθνών συναντιούνται κάθε χρόνο προκειμένου να εξετάσουν τρόπους για την καταπολέμηση των συνεπειών της κλιματικής αλλαγής. Η πιο σημαντική προγενέστερη συνάντηση ήταν αυτή στο Κιότο της Ιαπωνίας το 1997 με την υπογραφή της συνθήκης για τον περιορισμό των εκπομπών διοξειδίου από 37

βιομηχανικά κράτη. Οι ΗΠΑ είχαν, ωστόσο, απορρίψει τη συνθήκη. Οι συνδιασκέψεις που έχουν γίνει μέχρι τώρα είναι:

- 1η Διάσκεψη των Μερών, Βερολίνο, Γερμανία, 28 Μαρτίου – 7 Απριλίου 1995
- 2η Διάσκεψη των Μερών, Γενεύη, Ελβετία, 8 – 19 Ιουλίου 1996
- 3η Διάσκεψη των Μερών, Κιότο, Ιαπωνία, 1 – 11 Δεκεμβρίου 1997
- 4η Διάσκεψη των Μερών, Μπουένος Άιρες, Αργεντινή, 2 – 13 Νοεμβρίου 1998
- 5η Διάσκεψη των Μερών, Βόννη, Γερμανία, 25 Οκτωβρίου – 5 Νοεμβρίου 1999
- 6η Διάσκεψη των Μερών, Χάγη, Ολλανδία, 13 – 24 Νοεμβρίου 2000
- 7η Διάσκεψη των Μερών, Μαρακές, Μαρόκο, 29 Οκτωβρίου – 9 Νοεμβρίου 2001
- 8η Διάσκεψη των Μερών, Νέο Δελχί, Ινδία, 23 Οκτωβρίου – 1 Νοεμβρίου 2002
- 9η Διάσκεψη των Μερών, Μιλάνο, Ιταλία, 1 – 12 Δεκεμβρίου 2003
- 10η Διάσκεψη των Μερών, Μπουένος Άιρες, Αργεντινή, 6 – 17 Δεκεμβρίου 2004
- 11η Διάσκεψη των Μερών, Μόντρεαλ, Καναδάς, 28 Νοεμβρίου – 9 Δεκεμβρίου 2005
- 12η Διάσκεψη των Μερών, Ναϊρόμπι Κένυα, 6 – 17 Νοεμβρίου 2006
- 13η Διάσκεψη των Μερών, Μπαλί, Ινδονησία, 3-14 Δεκεμβρίου 2007
- 14η Διάσκεψη των Μερών, Πονζάν, Πολωνία, 1-12 Δεκεμβρίου 2008
- 15η Διάσκεψη των Μερών, Κοπεγχάγη, Δανία, 7-19 Δεκεμβρίου 2009
- 16η Διάσκεψη των Μερών, Κανκούν, Μεξικό, 7-19 Δεκεμβρίου 2010
- 17η Διάσκεψη των Μερών, Ντέρμπαν, Νότιος Αφρική, 28-11 Δεκεμβρίου 2011
- 18η Διάσκεψη των Μερών, Ντόχα, Κατάρ, 26-7 Δεκεμβρίου 2012

4. Συστήματα κλειστού τύπου

4.1 Εισαγωγή

Ως συστήματα κλειστού κύκλου ορίζονται οι θερμοκίνητοι ψύκτες που παρέχουν ψυχρό νερό. Το νερό αυτό είτε χρησιμοποιείται στις κεντρικές κλιματιστικές μονάδες για να παρέχει πλήρως κλιματισμένο αέρα (ψυχρό, ξηρό) είτε διανέμεται μέσω ενός δικτύου ψυχρού νερού σε καθορισμένους χώρους για να ενεργοποιήσει τις τοπικές μονάδες των δωματίων (π.χ. fan coils). Στην αγορά σήμερα υπάρχουν διαθέσιμοι οι ψύκτες απορρόφησης (πιο κοινοί) και ψύκτες προσρόφησης (μερικές εκατοντάδες συστήματα παγκοσμίως, αλλά συνεχώς αυξανόμενου ενδιαφέροντος για κλιματισμό ηλιακό).

Σε αντίθεση με τα συστήματα κλειστού κύκλου, υπάρχουν και τα συστήματα ανοικτού κύκλου. Τα συστήματα ανοικτού κύκλου επιτρέπουν πλήρη κλιματισμό παρέχοντας ξηρό και ψυχρό αέρα σύμφωνα με τις απαιτούμενες συνθήκες άνεσης. Το ψυκτικό μέσο είναι πάντα νερό, δεδομένου ότι είναι σε άμεση επαφή με τον αέρα. Τα πιο κοινά συστήματα είναι τα συστήματα ψύξης ανοικτού κύκλου (desiccant) που χρησιμοποιούν έναν περιστρεφόμενο τροχό αφύγρυνσης με στερεό πορώδες ροφητικό υλικό.

Οι θερμοκίνητοι ψύκτες μπορούν να χαρακτηριστούν από τρία θερμοκρασιακά επίπεδα:

- επίπεδο υψηλής θερμοκρασίας, στο οποίο παρέχεται θερμοκρασία αναγέννησης της διεργασίας ρόφησης (sorption)
- επίπεδο χαμηλής θερμοκρασίας, στο οποίο λειτουργεί η διαδικασία ψύξης,
- επίπεδο μέσης θερμοκρασίας, στο οποίο η θερμότητα που απορρίπτεται από τον κύκλο του ψυχρού νερού καθώς και η θερμότητα αναγέννησης πρέπει να απομακρυνθούν.

Για την απομάκρυνση αυτής της θερμότητας, στις περισσότερες περιπτώσεις χρησιμοποιείται πύργος ψύξης υγρού τύπου. Μια βασική παράμετρος που περιγράφει την αποδοτικότητα ενός θερμοκίνητου ψύκτη είναι ο Θερμικός Συντελεστής Απόδοσης (Coefficient of Performance, COP), που ορίζεται ως το κλάσμα της θερμότητας που απορρίπτεται από το κύκλωμα ψυχρού νερού και της απαραίτητης θερμότητας αναγέννησης, δηλαδή $COP_{thermal} = Q_{cold} / Q_{heat}$. Είναι δε διαφορετικός από το COP_{conv} ενός συμβατικού, ηλεκτροκίνητου ψύκτη συμπίεσης, που ορίζεται ως $COP_{conv} = Q_{cold} / E_{electric}$, με τον όρο $E_{electric}$ να αντιπροσωπεύει την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας του ψύκτη. Ο ορισμός του $COP_{thermal}$ δεν περιλαμβάνει οποιαδήποτε άλλη πρόσθετη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας. Συνεπώς, μια ρεαλιστική σύγκριση διαφορετικών τεχνολογιών απαιτεί την εκτίμηση της συνολικής ενέργειας που απαιτείται για τροφοδοσία θερμότητας, για αντλίες, ανεμιστήρες, κλπ.

4.2 Συστήματα απορρόφησης

4.2.1. Ιστορική αναδρομή της τεχνολογίας απορρόφησης [30]

Αν και ο κύκλος ψύξης απορρόφησης έχει μια προηγούμενη προέλευση (Carre, 1857) από τον κύκλο συμπίεσης ατμού (Linde, 1875), η αγορά ψύξης ήταν από την αρχή της συνυφασμένη με τους κύκλους συμπίεσης ατμού, και ειδικά από το 1930 με την εισαγωγή των αλογονοποιημένων υδρογονανθράκων ως ρευστά μέσα από τα ψυγεία. Τα εμπορικά ψυγεία απορρόφησης είναι διαθέσιμα από το 1940 (απλή επίδρασης μηχανή), και 1970–1990 (διπλής επίδρασης μηχανές), αν και οι υψηλές δαπάνες τους και η χαμηλή τιμή της ενέργειας, μαζί με την ευρεία διάδοση των μηχανών συμπίεσης ατμού, περιόρισαν αρκετά την παρουσία τους.

Σήμερα, τα ψυγεία απορρόφησης λαμβάνουν μια επιπλέον προσοχή για τη χρήση τους στην εκμετάλλευση των υπόλοιπων θερμικών

ενεργειακών ροών στις συνδυασμένες εγκαταστάσεις θερμότητας και ενέργειας, εκτός από τη δυνατότητά τους στα ηλιακά συστήματα ψύξης.

Το ενδιαφέρον για τη χρήση της ηλιακής ενέργειας για να τροφοδοτήσει τα ψυγεία απορρόφησης προέρχεται από πολύ καιρό πριν. Η κύρια θέση για την τεχνολογία ήταν πιθανά στις εφαρμογές συντήρησης τροφίμων με τους ασυνεχείς κύκλους απορρόφησης για τις μακρινές περιοχές στις λιγότερο αναπτυγμένες χώρες, ενώ η εφαρμογή τους στον κλιματισμό άρχισε ακριβώς να εξετάζεται για τα δημόσια κτήρια στις αναπτυγμένες χώρες, με τη χρήση τους στα κατοικημένα κτήρια εντελώς εκτός της σκέψης τους. Στην αρχή, διερευνήθηκαν οι δυνατότητες των ηλιακών συστημάτων απορρόφησης προσαρμοσμένα στα ψυγεία απορρόφησης συμβατικού ατμού προκειμένου να είναι σε θέση να λειτουργήσουν με το καυτό νερό από τον ηλιακό τομέα. Το σχέδιο και οι συνθήκες λειτουργίας των μηχανών απορρόφησης που χρησιμοποιούνται με την ηλιακή ενέργεια αναλύθηκαν επίσης.

Μετά την κρίση στον τομέα του πετρελαίου υπήρξε ένα ανανεωμένο ενδιαφέρον στην ηλιακή απορρόφηση στον κλιματισμό στις ανεπτυγμένες χώρες, που θεωρούσαν ήδη την ηλιακή απορρόφηση ένα καλό συμπλήρωμα στην ηλιακή θέρμανση και στα συστήματα ζεστού νερού χρήσης. Η πιο λεπτομερής ανάλυση για τις εφαρμογές ηλιακής απορρόφησης άρχισε να μεγαλώνει, λαμβάνοντας υπόψη το γεγονός ότι, αντίθετα στις συμβατικές εφαρμογές, τα ηλιακά ψυγεία απορρόφησης λειτουργούν συχνά εκτός περιοχής σχεδιασμού, σε μερικό φορτίο, και υπό μεταβλητές οριακές συνθήκες. Επομένως, και η θεωρητική διαμόρφωση του ψύκτη απορρόφησης και οι προσομοιώσεις της απόδοσης ηλιακών συστημάτων βασισμένης στον πειραματικό χαρακτηρισμό της μηχανής απορρόφησης αναλήφθηκαν, με τα τελευταία που παρουσιάζονται για να είναι πιο κατάλληλα να αξιολογήσουν την απόδοση του συστήματος. Τα πρώτα πειραματικά και αποδεικτικά συστήματα άρχισαν να εμφανίζονται.

Εντούτοις, η μείωση στις τιμές ενέργειας κατά τη διάρκεια των ετών κατόπιν, και η ισχυρή καθιέρωση των μηχανών συμπίεσης ατμού στην αγορά κλιματισμού, απέτρεψαν την επέκταση της τεχνολογίας.

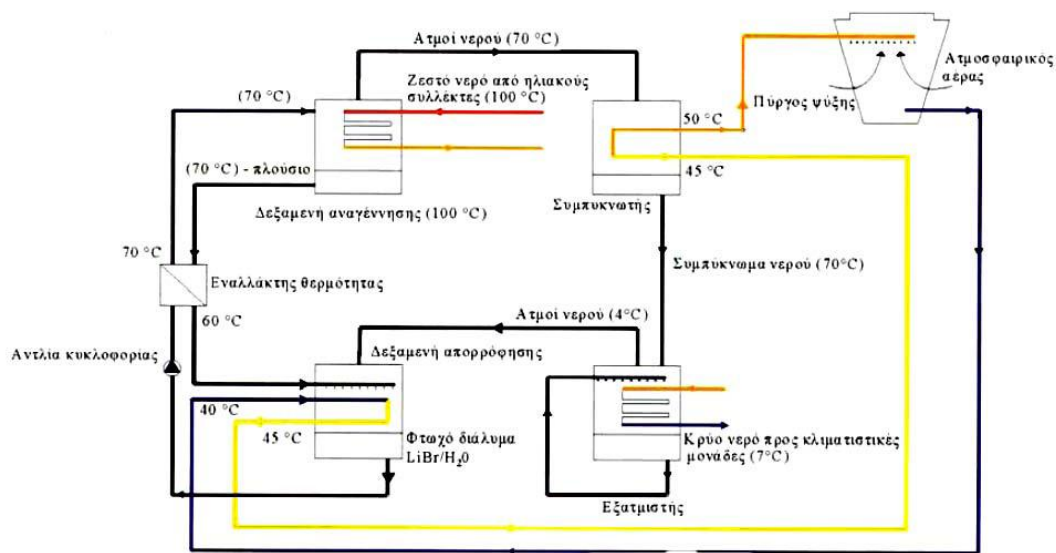
Επομένως, μέχρι τις ημέρες μας οι ηλιακές εγκαταστάσεις απορρόφησης διατηρούν κυρίως έναν επιδεικτικό χαρακτήρα.

4.2.2 Ψύκτες απορρόφησης σήμερα

Οι ψύκτες απορρόφησης είναι πολύ διαδεδομένοι ψύκτες παγκοσμίως. Η θερμική συμπίεση του ψυκτικού μέσου επιτυγχάνεται με τη χρήση υγρού διαλύματος ψυκτικού μέσου/ροφητικού υλικού και πηγή θερμότητας, αντικαθιστώντας με αυτόν τον τρόπο την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας ενός μηχανικού συμπιεστή. Για ψυχρό νερό άνω των 0°C, όπως απαιτείται στον κλιματισμό, τυπικά χρησιμοποιείται ένα υγρό διάλυμα H₂O/LiBr, με το νερό ως ψυκτικό μέσο.

Τα περισσότερα συστήματα χρησιμοποιούν εσωτερική αντλία για το διάλυμα, καταναλώνοντας όμως μικρή ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας. Στη λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης H₂O/LiBr, η κρυστάλλωση του διαλύματος πρέπει να αποφευχθεί με εσωτερικό έλεγχο της θερμοκρασίας απόρριψης θερμότητας στη μηχανή. Τα κύρια σημεία ενός ψύκτη απορρόφησης παρουσιάζονται στο παρακάτω σχήμα. Η ψύξη βασίζεται στην εξάτμιση του ψυκτικού μέσου (νερό) στον ατμοποιητή σε πολύ χαμηλές πιέσεις. Το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο απορροφάται στον απορροφητή, αραιώνοντας το διάλυμα H₂O/LiBr (για να καταστεί η διαδικασία απορρόφησης αποδοτική, απαιτείται ψύξη σε αυτό το στάδιο της διεργασίας). Το διάλυμα αντλείται συνεχώς στον αναγεννητή (γεννήτρια ατμού), όπου επιτυγχάνεται η αναγέννηση του διαλύματος χρησιμοποιώντας θερμότητα (θερμότητα αναγέννησης/ τροφοδοσίας) (π.χ. ζεστό νερό από ηλιακά). Το ψυκτικό μέσο στη συνέχεια, συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή και κυκλοφορεί με τη βοήθεια μιας στραγγαλιστικής /εκτονωτικής βαλβίδας πάλι στον ατμοποιητή. Η ονομαστική ψυκτική ικανότητα των ψυκτών απορρόφησης είναι της τάξης αρκετών εκατοντάδων kW. Τροφοδοτούνται κυρίως μέσω κεντρικής θέρμανσης, απορριπτόμενης θερμότητας ή θερμότητας από

συμπαράγωγη. Η απαιτούμενη θερμοκρασία της θερμικής πηγής είναι συνήθως πάνω από 80°C για τις μηχανές μονής βαθμίδας ενώ ο COP είναι της τάξης του 0,6 έως 0,8. Μηχανές διπλής βαθμίδας με δύο στάδια συμπίεσης, απαιτούν θερμοκρασία άνω των 100°C , αλλά ο COP μπορεί να επιτύχει τιμές μέχρι και 1,2.



Εικόνα 4.2.2.1. Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη απορρόφησης ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$) [30]

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

Τα ηλιακά κλιματιστικά βασίζονται σε συνεχείς κύκλους απορρόφησης, που βασίζουν την λειτουργία τους σε ηλιακούς συλλέκτες. Ο κλιματισμός με την μέθοδο της απορρόφησης, έχει αποδειχθεί ότι είναι οικονομικά βιώσιμος, όταν υπάρχει μια φθηνή πηγή ενέργειας στο εύρος

των θερμοκρασιών από 100 έως 200 °C. Επίσης μηχανές απορρόφησης μπορούν να χρησιμοποιηθούν σαν αναγεννητές , σε τυπικά κλιματιστικά μηχανήματα, με παραγωγή ψυχρού νερού. Έρευνες σε συστήματα που χρησιμοποιούν την μέθοδο της απορρόφησης, στηριζόμενα σε επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες, για οικιακή χρήση, έχουν σαν στόχο την βελτίωση της προσαρμογής αυτών των τύπων. Επιστήμονες χρησιμοποιώντας τον συνδυασμό νερού-βρωμιούχου λιθίου, αναζήτησαν το βέλτιστο ψυκτικό μέσο, ανάμεσα σε αρκετά υποψήφια. Ο μέγιστος COP του ψυκτικού κύκλου για την χαμηλότερη θερμοκρασία λειτουργίας των συλλεκτών , επιτυγχάνεται με την χρήση του συνδυασμού νερού-βρωμιούχου λιθίου. Έχουν μελετηθεί και άλλα ψυκτικά μέσα, αλλά χωρίς να έχουν παρατηρηθεί ουσιαστικά πρακτικά αποτελέσματα.

Η αποτελεσματικότητα ενός κύκλου απορρόφησης ,εξαρτάται από τις δύο ουσίες που αποτελούν το ψυκτικό και το απορροφητικό μέσο. Τα επιθυμητά χαρακτηριστικά αυτών των δύο ουσιών είναι τα εξής:

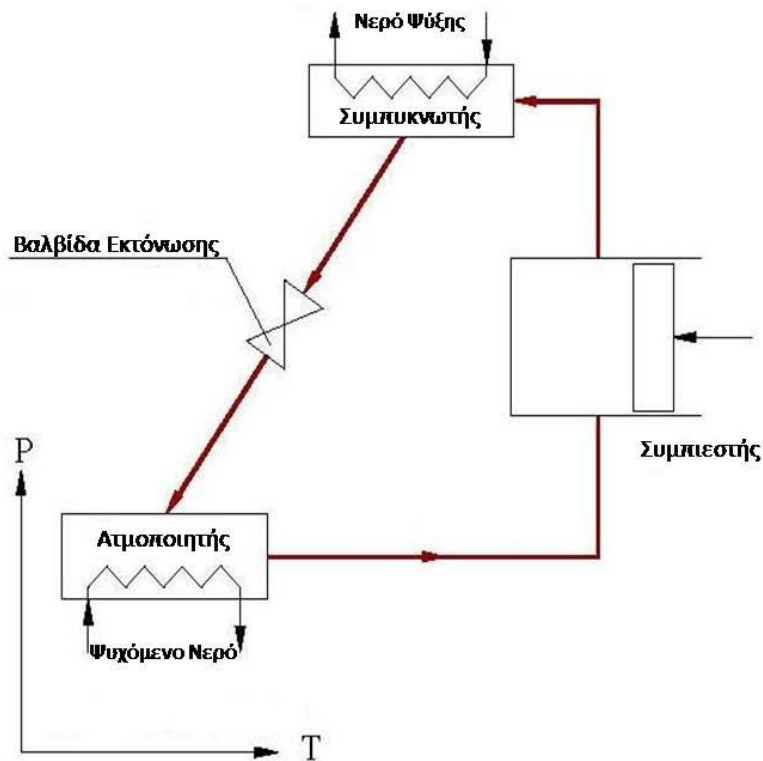
- η απουσία απορροφητή στερεού τύπου
- ένα ψυκτικό που θα είναι περισσότερο πτητικό από τον απορροφητή ώστε να διαχωρίζεται από το απορροφητικό μέσο
- ένα απορροφητικό μέσο που δεν θα έχει συγγένεια με το ψυκτικό
- υψηλού βαθμού χημική σταθερότητα για μακροχρόνια λειτουργία
- ένα ψυκτικό που θα έχει μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα
- μικρό βαθμό διάβρωσης και καθόλου τοξικότητα για λόγους ασφαλείας.

 <p>Source: Sonnenklima</p>	 <p>Picture source: Thermax</p>	 <p>Picture source: York</p>
<p>Sonnenklima SunInverse, 10kW_{ref}</p>	<p>Thermax Cogenie, 240 kW_{ref}</p>	<p>York YIA Millenium, 422 kW_{ref}</p> <p style="text-align: right;">Table by SOLEM CONSULTING</p>

Εικόνα 4.2.2.2 Παραδείγματα ψυκτών απορρόφησης [Internet]

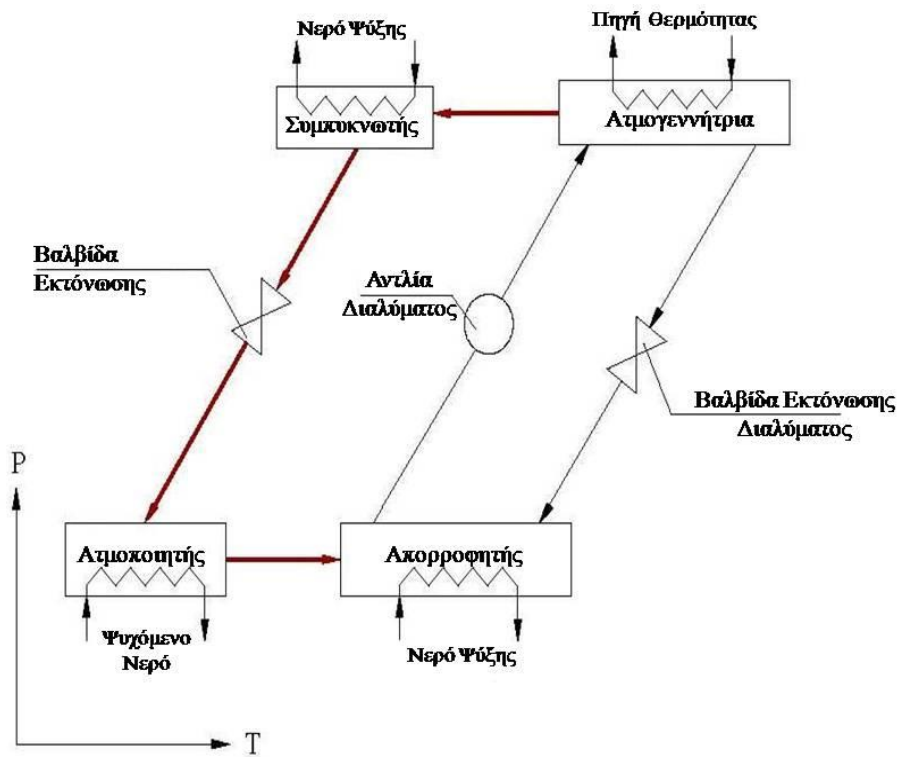
4.2.3 Αρχές λειτουργίας του κύκλου απορρόφησης

Ο ψύκτης παράγει ψυχόμενο νερό αφαιρώντας θερμότητα από αυτό και μεταφέροντάς την σε ένα ψυκτικό μέσο που ατμοποιείται. Η διαδικασία αυτή φαίνεται στις παρακάτω εικόνες για ένα συμβατικό ψύκτη συμπίεσης ατμού και για ένα ψύκτη απορρόφησης. Και στους δύο, το ψυκτικό υγρό ρέει στον ατμοποιητή, ατμοποιείται σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία, και απορροφά θερμότητα από το ψυχόμενο νερό που ρέει σε σωλήνα μέσα στον ατμοποιητή. Στη διαδικασία συμπίεσης ατμού, ο ατμός ψύξης συμπιέζεται και συμπυκνώνεται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία, μεταφέροντας θερμότητα στο νερό ψύξης ή στον περιβάλλοντα χώρο του συμπυκνωτή. Το ψυκτικό μέσο, συμπυκνωμένο σε υψηλή πίεση, επιστρέφει έπειτα μέσω της βαλβίδας εκτόνωσης στον ατμοποιητή σε χαμηλή πίεση, για να απορροφήσει ξανά θερμότητα από την ροή του ψυχόμενου νερού.



Εικόνα 4.2.3.1. Βασικός κύκλος ψύκτη συμπίεσης ατμού

Στη διαδικασία απορρόφησης, ο υδρατμός που παράγεται στον ατμοποιητή απορροφάται σε χαμηλή πίεση μέσα σε ένα διάλυμα απορρόφησης στον απορροφητή. Καθώς ο υδρατμός του ψυκτικού μέσου απορροφάται, απελευθερώνεται θερμότητα. Αυτή η θερμότητα αφαιρείται από το νερό ψύξης που ρέει μέσα στον απορροφητή. Το διάλυμα απορρόφησης αντλείται τότε στην ατμογεννήτρια, όπου ο υδρατμός ψυκτικού μέσου άγεται από το φτωχό διάλυμα με την πρόσδοση θερμότητας σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση. Ο υδρατμός ψυκτικού μέσου συμπυκνώνεται σε μεγάλη πίεση και θερμοκρασία με την αφαίρεση της θερμότητας στο περιβάλλον ή στο νερό ψύξης. Το υγρό, πλέον, ψυκτικό μέσο επιστρέφει στον ατμοποιητή μέσω της βαλβίδας εκτόνωσης.



E

ικώνα 4.2.3.2. Βασικός κύκλος ψύκτη απορρόφησης

Ο βασικός κύκλος ψύκτη απορρόφησης που φαίνεται στην παραπάνω εικόνα είναι παρόμοιος με τον παραδοσιακό κύκλο ψύξης υδρατμού με συμπίεση στα εξής :

- ο υδρατμός ψυκτικού μέσου συμπυκνώνεται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία, αποβάλλοντας θερμότητα στον περιβάλλοντα χώρο.
- ο υδρατμός ψυκτικού μέσου ατμοποιείται σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία, απορροφώντας θερμότητα από την ροή του ψυχόμενου νερού.

και διαφέρει στα εξής :

- η κυκλοφορία μέσω αντλίας του διαλύματος απορρόφησης αντικαθιστά τη συμπίεση του ατμού ψύξης. Η ενέργεια και το έργο που χρειάζεται η αντλία είναι σημαντικά λιγότερα από αυτά που χρειάζεται ο συμπιεστής.

- Θερμότητα πρέπει να παρέχεται στην ατμογεννήτρια ώστε να απελευθερώσει τον υδρατμό του ψυκτικού μέσου σε μεγάλη πίεση για τη συμπύκνωση, και θερμότητα πρέπει να αφαιρεθεί από τον απορροφητή.

Από άποψη θερμοδυναμικής, ο ψύκτης συμπίεσης ατμού είναι μία αντλία θερμότητας, που χρησιμοποιεί μηχανική ενέργεια και έργο για να μεταφέρει θερμότητα από χαμηλή σε υψηλή θερμοκρασία. Ο ψύκτης απορρόφησης είναι το ισοδύναμο μίας μηχανής θερμότητας - απορροφά θερμότητα σε υψηλή θερμοκρασία, απορρίπτει θερμότητα σε χαμηλότερη θερμοκρασία, παράγοντας έργο - που κινεί μία αντλία θερμότητας.

4.2.4. Εργαζόμενα ρευστά στην ψύξη απορρόφησης

Η απόδοση ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση εξαρτάται κρίσιμα από τις χημικές και θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου. Μια ουσιώδης απαίτηση του συνδυασμού ψυκτικού μέσου/ απορροφητή είναι ότι πρέπει να έχουν ένα περιθώριο ανάμιξης μέσα στο εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας του κύκλου. Το μίγμα του απορροφητικού μέσου - ψυκτικού μέσου πρέπει να είναι χημικά σταθερό, μη τοξικό και να μην εκρήγνυται. Για τα εργαζόμενα μέσα κύκλου απορρόφησης είναι επιθυμητό να ισχύουν τα παρακάτω[16]:

- Η ανύψωση του βρασμού (η διαφορά στο σημείο ζέσεως μεταξύ του καθαρού ψυκτικού και του διαλύματος στην ίδια πίεση) πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μεγαλύτερη.
- Το ψυκτικό πρέπει να έχει μεγάλη θερμότητα εξάτμισης και υψηλή συγκέντρωση μέσα στο μέσο απορρόφησης έτσι ώστε να διατηρήσουμε βαθμό χαμηλής κυκλοφορίας μεταξύ της ατμογεννήτριας και του απορροφητή ανά μονάδα ψυκτικής ικανότητας.

- Ιδιότητες μεταφοράς που επηρεάζουν την μεταφορά θερμότητας και μάζας, όπως το ιξώδες, η θερμική αγωγιμότητα και ο συντελεστής διάχυσης πρέπει να είναι ευνοϊκά.
- Και το ψυκτικό μέσο και το μέσο απορρόφησης πρέπει να είναι μη διαβρωτικά, φιλικά προς το περιβάλλον και χαμηλού κόστους.

Πολλά εργαζόμενα μέσα έχουν προταθεί στη βιβλιογραφία. Μια έρευνα για τα εργαζόμενα μέσα που έγινε από τον Marcriss [17] βρήκε ότι υπάρχουν περίπου 40 χημικές ενώσεις ψυκτικών και 200 χημικές ενώσεις απορροφητών διαθέσιμες. Παρόλα αυτά τα πιο συνηθισμένα εργαζόμενα μέσα είναι νερό/ NH_3 και LiBr /νερό.

Από την εφεύρεση ακόμα των συστημάτων ψύξης με απορρόφηση, το νερό/ NH_3 ήταν ευρέως διαδεδομένο για σκοπούς ψύξης και θέρμανσης. Και η NH_3 (σαν ψυκτικό) και το νερό (σαν απορροφητής) είναι πολύ σταθερά για ένα ευρύ πεδίο θερμοκρασιών και πιέσεων λειτουργίας. Η αμμωνία έχει υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, που είναι απαραίτητο για την αποτελεσματική απόδοση του συστήματος. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί για εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας, καθώς το σημείο που παγώνει η αμμωνία είναι οι -77°C . Καθώς και η αμμωνία και το νερό είναι πτητικά, ο κύκλος απαιτεί ένα διαχωριστή για να απομακρύνει το νερό που έχει εξατμιστεί μαζί με την αμμωνία. Χωρίς ένα διαχωριστή το νερό θα συσσωρευόταν στον ατμοποιητή και θα είχε αντίκτυπο στην απόδοση του συστήματος. Υπάρχουν άλλα μειονεκτήματα όπως η υψηλή της πίεση, η τοξικότητα και η διαβρωτική της δράση στο χαλκό και τα κράματά του. Όμως σαν εργαζόμενο μέσο το νερό/ NH_3 είναι φιλικό προς το περιβάλλον και έχει χαμηλό κόστος.

Η χρήση LiBr /νερού στα συστήματα ψύξης με απορρόφηση ξεκίνησε περίπου το 1930. Τα δύο σημαντικότερα χαρακτηριστικά του LiBr /νερού είναι η μη πτητικότητα του LiBr (οπότε δε χρειάζεται απορροφητής) και η πολύ υψηλή θερμότητα ατμοποίησης του νερού

(ψυκτικό μέσο). Παρόλα αυτά χρησιμοποιώντας το νερό σαν ψυκτικό μέσο περιορίζονται οι εφαρμογές για χαμηλές θερμοκρασίες πάνω από τους 0 °C. Καθώς το νερό είναι το ψυκτικό μέσο το σύστημα πρέπει να λειτουργεί σε συνθήκες υποπίεσης. Σε υψηλές συγκεντρώσεις το σύστημα είναι επικλινές σε κρυσταλλοποίηση. Είναι επίσης διαβρωτικό για μερικά μέταλλα και ακριβό. Μερικά πρόσθετα μπορούν να συμπληρωθούν στο διάλυμα LiBr/νερού για να αποτραπεί η διάβρωση ή να βελτιωθούν η μεταφορά μάζας και θερμότητας.

Παρόλο που το διάλυμα LiBr/νερού νερού/ NH₃ είναι ευρέως διαδεδομένα για πολλά χρόνια και οι ιδιότητες τους είναι γνωστές, πολύ εκτεταμένη έρευνα έχει διεξαχθεί στο να βρεθούν νέα εργαζόμενα μέσα. Εργαζόμενα μέσα που βασίζονται σε υδρογονάνθρακες έχουν μελετηθεί. Τα R22 και R21 έχουν ευρέως προταθεί εξαιτίας της καλής διαλυτότητας που έχουν με πολλούς οργανικούς διαλύτες. Οι δύο διαλύτες που έχουν ξεχωρίσει είναι ο διμεθυλαιθέρας της τετρααιθυλενιογλυκόλης (DMETEG) και το διμεθυλοφορμαμίδιο (DMF).

Ένα δυαδικό μείγμα χρησιμοποιώντας ανόργανο απορροφητικό άλας όπως LiBr/νερό ή NaOH/νερό μπορεί να είναι το πιο επιτυχημένο εργαζόμενο μέσο για ένα σύστημα ψύξης με απορρόφηση. Ωστόσο, σε υψηλή συγκέντρωση καθώς και σε υψηλή θερμοκρασία, το διάλυμα κινδυνεύει λόγω κρυστάλλωσης. Έχει διαπιστωθεί ότι η προσθήκη ενός δευτέρου άλατος σε ένα τριμερές μείγμα όπως το LiBr + ZnBr₂ / νερό μπορεί να βελτιώσει τη διαλυτότητα του διαλύματος.

4.2.5 Απόδοση απορροφητή ενός ψύκτη απορρόφησης LiBr/H₂O

Είναι γνωστό ότι ο απορροφητής είναι ένα από τα σημαντικότερα συστατικά ενός ψύκτη απορρόφησης, ο οποίος μπορεί να επηρεάσει την

απόδοση του ψύκτη, το κόστος της επένδυσης και της συντήρησης. Το μέγεθος του απορροφητή είναι κανονικά μεγαλύτερο επειδή οι συντελεστές της μεταφοράς θερμότητας και μάζας του απορροφητή για τον ψύκτη απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου (LBAC) είναι χαμηλοί. Επομένως, πολλές έρευνες, που ψάχνουν τους μηχανισμούς μεταφοράς θερμότητας και μάζας του υδάτινου διαλύματος βρωμιούχου λιθίου (LiBr), έχουν γίνει για να βελτιώσουν την απόδοση του απορροφητή. Ο απορροφητής σε LBAC χρησιμοποιεί ένα κέλυφος-σωλήνα εναλλάκτη θερμότητας και μάζας, όπου το υδάτινο διάλυμα LiBr επιπλέει στο μέρος του κελύφους ενώ το μέσο ψύξης στους σωλήνες. Ο απορροφητής μπορεί να επιτύχει υψηλή απόδοση μεταφοράς θερμότητας και μάζας:

1) Αυξάνοντας την πίεση απορρόφησης και τη συγκέντρωση εισαγωγής στον LBAS ή μειώνοντας την θερμοκρασία εισαγωγής ύδατος ψύξης .

2) Συγκεντρώνοντας την προσοχή σε ένα μονού σωλήνα ή πολλαπλών σωλήνων απορροφητή οριζόντιο ή κάθετο εντός του απορροφητή για να βελτιώσει τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας και μάζας στον LBAS .

3) Προσθήκη μερικών μέσων απολύμανσης στο LBAS για να εντείνει τη μεταφορά μάζας.

Η αρχή της απορρόφησης υδάτινου διαλύματος LiBr

Το ποσό υδρατμού (που χρησιμοποιείται ως ψυκτική ουσία) από τον ατμοποιητή αποφασίζει την ψυκτική ικανότητα του LBAC και εξαρτάται από την απορροφητική δυνατότητα του απορροφητή. Εντούτοις, η απορροφητική ικανότητα του LBAC είναι μια λειτουργία της μεταφοράς μάζας που όχι μόνο εξαρτάται από τη θερμοκρασία, συγκέντρωση του διαλύματος, αλλά και επηρεάζεται από τη διαφορά πίεσης μεταξύ του κορεσμένου υδρατμού που γεμίζει του απορροφητή και την μερική πίεση υδρατμού της διεπαφής του συγκεντρωμένου υδάτινου διαλύματος LiBr, όπως φαίνεται στην ακόλουθη εξίσωση:

$$\Delta p = p_a - p_c \quad (1)$$

όπου το p_c είναι η μερική πίεση υδρατμού της διεπαφής του διαλύματος, και το p_a είναι η πίεση κορεσμένου υδρατμού από τον ατμοποιητή.

Η εξίσωση (1) δείχνει ότι η αποδοτικότητα απορρόφησης του απορροφητή θα μπορούσε να βελτιωθεί με την αύξηση του Δp . Αυτό θα μπορούσε να επιτευχθεί είτε με την αύξηση της p_a είτε με τη μείωση της p_c . Η τιμή του p_a είναι συνήθως ίση με την πίεση εξάτμισης, και εκείνο το p_c είναι μια συνάρτηση της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης κολλοειδούς διαλύματος όπως φαίνεται στην ακόλουθη εξίσωση:

$$p_c = f(t, \xi) \quad (2)$$

όπου το t είναι η θερμοκρασία διαλύματος ($^{\circ}\text{C}$) και ξ είναι η συγκέντρωση του διαλύματος (%).

Με βάση την ιδιότητα του διαλύματος βρωμιούχου λιθίου, την τιμή του p_c μπορεί να χαμηλώσουν με τη μείωση του t κρατώντας τη συγκέντρωση σταθερή ή αυξάνοντας το ξ όταν η θερμοκρασία είναι αμετάβλητη.

Επομένως, φαίνεται ότι η απορροφητική δυνατότητα του απορροφητή και η απόδοση του LBAC μπορεί να βελτιωθεί με την αύξηση της συγκέντρωσης του διαλύματος βρωμιούχου λιθίου. Εντούτοις, δεν έχει πάντα αποτέλεσμα στο συντελεστή της απόδοσης (COP) με την αύξηση της συγκέντρωσης του διαλύματος επειδή το ποσό θερμότητας αυξάνεται επίσης με την αύξηση της συγκέντρωσης του διαλύματος και η θερμοκρασία παραγωγής ανεβαίνει. Είναι, επομένως, απαραίτητο να ερευνηθεί σχέση μεταξύ του COP του ψύκτη με τη συγκέντρωση του διαλύματος και τον μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας και μάζας της μεμβράνης του απορροφητή.

4.2.6. Σύγκριση ψυκτών απορρόφησης και ηλεκτρικών ψυκτών

Πλεονεκτήματα Ψυκτών Απορρόφησης

- Έχουν ελάχιστη ηλεκτρική κατανάλωση σε αντίθεση με τους συμβατικούς ψύκτες συμπίεσης που έχουν αυξημένες απαιτήσεις ηλεκτρικής ισχύος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι ψύκτες απορρόφησης να εμφανίζουν σημαντικά ενεργειακά πλεονεκτήματα κυρίως όταν τροφοδοτούνται από απορριπτόμενη θερμότητα.
- Οι ψυκτικές μονάδες απορρόφησης που τροφοδοτούνται με ατμό ή θερμό νερό μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε μονάδες τρι-παραγωγής (παραγωγή ηλεκτρικής, θερμικής και ψυκτικής ισχύος). Έτσι προσφέρουν την δυνατότητα σημαντικής αύξησης του συνολικού βαθμού απόδοσης της μονάδας συμπαραγωγής. Με άλλα λόγια αυτές οι μονάδες συνεισφέρουν τα μέγιστα σε οποιαδήποτε προσπάθεια εξοικονόμησης ενέργειας, μειώνοντας παράλληλα το συνολικό κόστος λειτουργίας.
- Οι ψύκτες απορρόφησης είναι φιλικότεροι προς το περιβάλλον σε σχέση με τους ηλεκτρικούς ψύκτες. Συγκεκριμένα αφού η αρχή λειτουργίας τους δεν στηρίζεται στην χρήση κανενός είδος συμβατικού ψυκτικού μέσου (CFCs, HCFCs και HFCs), έχουν μηδενική επίδραση στην καταστροφή του όζοντος: ODP = 0 (Ozone Depletion Potential) και μικρή συνεισφορά στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Ειδικά οι ψύκτες που τροφοδοτούνται με ατμό ή θερμό νερό έχουν αρκετά μικρότερο GWP (Global Potential warming) από τους ψύκτες που καίνε αέριο (gas-fired chillers) και εκπέμπουν CO₂, αν και η καύση αερίου και ειδικά φυσικού αερίου θεωρείται φιλική προς το περιβάλλον αφού δεν παράγονται SO₂, SO, αιθάλη και στερεά σωματίδια, ρύποι ιδιαίτερα ζημιογόνοι για τον ανθρώπινο παράγοντα.
- Οι ψύκτες άμεσης θέρμανσης έχουν την δυνατότητα χρησιμοποίησης διαφόρων καυσίμων μέσων (Diesel θέρμανσης, φυσικό αέριο, LPG, βιοαέριο κ.α.). Το γεγονός αυτό καθιστά ιδανική την εγκατάσταση τέτοιων μονάδων για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος σε απομακρυσμένες

περιοχές όπου δεν υπάρχει επαρκής ηλεκτρικής ισχύς για τους παραδοσιακούς ηλεκτρικούς ψύκτες. Επίσης μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε κτίρια με ήδη επιβαρυσμένη εγκατεστημένη ηλεκτρική εγκατάσταση από άλλες ενεργοβόρες διεργασίες. Τέλος αξίζει να αναφερθεί ότι, πολλοί από τους καυστήρες που συνοδεύουν τις μηχανές απορρόφησης είναι "διπλού καυσίμου" (dual fuel) και μπορούν να τροφοδοτηθούν είτε με φυσικό αέριο είτε με πετρέλαιο. Αυτή η ευελιξία είναι ιδιαίτερα ελκυστική σε εφαρμογές όπου το πετρέλαιο είναι εύκολα διαθέσιμο π.χ. απομακρυσμένες περιοχές.

- Οι ψυκτικές εγκαταστάσεις απορρόφησης έχουν ελάχιστα κινούμενα μέρη (αντλίες ανακυκλοφορίας ψυκτικού μέσου/απορροφητή). Για παράδειγμα ένας ψύκτης απορρόφησης 500 RT έχει 3 αντλίες που καταναλώνουν περίπου 5 hp (3.7 KW) ανά ώρα. Επομένως έχουν μεγάλο μηχανικό βαθμό απόδοσης, μικρές απαιτήσεις εποπτείας και συντήρησης και υψηλή αξιοπιστία.
- Τέλος παρουσιάζουν χαμηλά επίπεδα θορύβου και κραδασμών. Ένας ψύκτης απορρόφησης ακούγεται όπως ένας ιδίου μεγέθους λέβητας με θορύβους σπηλαίωσης. Οπότε λόγω ανυπαρξίας ταλαντώσεων και θορύβου δεν απαιτείται απομόνωση των κραδασμών και ηχομόνωση του χώρου εγκατάστασης της ψυκτικής μηχανής.

Μειονεκτήματα Ψυκτών Απορρόφησης

- Έχουν χαμηλό συντελεστή συμπεριφοράς (COP) σε σχέση με τους ηλεκτρικούς ψύκτες:

Ψύκτης Απορρόφησης COP = 0.73-1.23.

Συμβατικός Ψύκτης COP = 2.37.

- Οι ψύκτες απορρόφησης αποβάλλουν μεγαλύτερο ποσό θερμότητας προς το περιβάλλον από ότι οι συμβατικές μονάδες ψύξης. Αυτό αποδεικνύεται ως εξής :

- Η θερμική ισχύς που παρέχεται μέσω του ατμού στην ατμογεννήτρια του ψύκτη απορρόφησης είναι : $Q_{\text{ατμού}} = Q_{\psi} / \text{COP}$ όπου Q_{ψ} είναι η παραγόμενη ψυκτική ισχύς και COP είναι ο συντελεστής συμπεριφοράς της ψυκτικής μονάδας.

- Η θερμότητα συμπύκνωσης που απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του πύργου ψύξης είναι : $Q_{\Sigma} = Q_{\text{ατμού}} + Q_{\psi}$. Οπότε αντικαθιστώντας στην 2η σχέση το $Q_{\text{ατμού}}$ από την 1η σχέση προκύπτει ότι :

$$Q_{\Sigma} = Q_{\psi} * [1 + (1 / \text{COP})]$$

- Άρα για τις ανωτέρω τιμές του COP στους ψύκτες απορρόφησης, το απορριπτόμενο ποσό θερμότητας είναι από 1.8 έως 2.5 φορές μεγαλύτερο από την παραγόμενη ψυκτική ισχύ. Αντίθετα στους συμβατικούς ψύκτες το ποσό θερμότητας που απορρίπτεται στο περιβάλλον είναι 30 - 40 % μεγαλύτερο από την ψυκτική ισχύ. Επομένως απαιτείται η εγκατάσταση μεγαλύτερων πύργων ψύξης στις εγκαταστάσεις με απορρόφηση.

- Έχουν σημαντικά μεγαλύτερο μέγεθος σε σχέση με τις κλασικές ψυκτικές διατάξεις. Ένας ψύκτης απορρόφησης καταλαμβάνει 50% μεγαλύτερη επιφάνεια από ότι ένας ηλεκτρικός ψύκτης ίδιας ισχύος, με αποτέλεσμα την κάλυψη μεγάλου μέρους του μηχανοστασίου.

- Τέλος έχουν μεγαλύτερο κόστος αγοράς και εγκατάστασης ανά KW σε σχέση με τους συμβατικούς ψύκτες συμπίεσης.

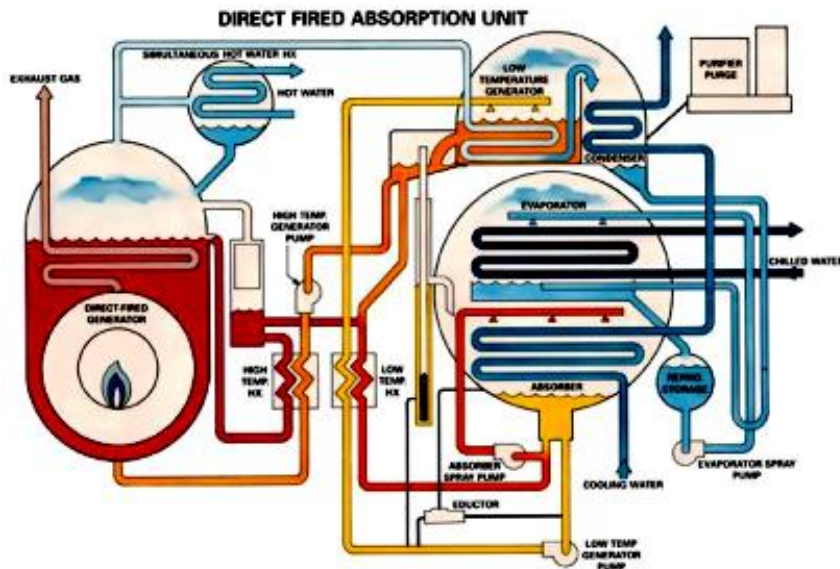
4.2.7. Ψύκτες απορρόφησης άμεσης - έμμεσης θέρμανσης (Direct-Indirect Fired Absorption Chillers)

Άμεσης Θέρμανσης (Gas Fired Absorption Chillers)

Οι ψύκτες απορρόφησης άμεσης θέρμανσης που διατίθενται στο εμπόριο έχουν ονομαστική ισχύ που ξεκινούν από τα 105 KW (30 RT) και φθάνουν τα 3800 KW (1080 RT).

Έχουν τα εξής βασικά χαρακτηριστικά :

1. Χρησιμοποιούν ως κύρια πηγή ενέργειας Φυσικό Αέριο ή LPG
2. Μειωμένο κόστος λειτουργίας λόγω της ανταγωνιστικής τιμολογιακής πολιτικής για το Φυσικό Αέριο.
3. Η χρησιμοποίηση Φυσικού Αερίου αντί ηλεκτρισμού πρακτικά μηδενίζει την απαιτούμενη ηλεκτρική εγκατάσταση για κλιματισμό εφόσον η απορροφούμενη ηλεκτρική ισχύς κυμαίνεται από 1.2 έως 2.3 KW.
4. Η λειτουργία τους στηρίζεται στον ψυκτικό κύκλο H₂O-LiBr με διπλό κέλυφος.
5. Οι ψύκτες άμεσης θέρμανσης χρειάζονται 1 BTU (1.055 KJ) από το καύσιμο αέριο (ισχύς καυσίμου) για κάθε BTU ψυκτικής ισχύος που παράγουν (COP = 1.0). Με την κατασκευή όμως διπλού κελύφους καθώς και την χρησιμοποίηση πιεστικού καυστήρα επιτυγχάνεται υψηλός συντελεστής συμπεριφοράς (COP ~ 1.5 για ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας) και μείωση της κατανάλωσης καυσίμου έως και 40% σε σχέση με μονοβάθμιες εγκαταστάσεις.
6. Επίσης λόγω του διβάθμιου ψυκτικού κύκλου μειώνεται η απορριπτόμενη θερμότητα και επομένως το μέγεθος του Πύργου Ψύξης κατά 20% σε σχέση με τις μονοβάθμιες μονάδες.
7. Έχουν ταυτόχρονη δυνατότητα παραγωγής νερού ψύξης και θερμού νερού (κοντά στους 80 °C).
8. Έχουν λειτουργικό σχεδιασμό με αποτέλεσμα να είναι εύκολη η εγκατάσταση και συντήρηση τους.
9. Διαθέτουν καυστήρα χαμηλών εκπομπών NO_x (< 30 ppm).
10. Έχουν αντλία διαλύματος LiBr με μετατροπέα (inverter) : Βέλτιστη απόδοση στο μερικό φορτίο.
11. Τέλος διαθέτουν ενσωματωμένο χειριστήριο με μικροεπεξεργαστή για τον έλεγχο, προγραμματισμό και την διάγνωση λειτουργίας ή βλαβών.



Εικόνα 4.2.7.1. Ψύκτης άμεσης θέρμανσης

Εμμεσης Θέρμανσης (Steam / Hot Water Fired Absorption Chillers)

Η ονομαστική ισχύς των μονοβάθμιων εγκαταστάσεων κυμαίνεται από 400 KW (110 RT) έως 6000 KW (1705 RT) ενώ των διβάθμιων κυμαίνεται από 1400 KW (400 RT) έως 4300 KW (1220 RT).

Οι ψύκτες αυτού του είδους παρουσιάζουν τα εξής χαρακτηριστικά :

1. Βελτιωμένος Ψυκτικός Κύκλος :

- Χρησιμοποίηση θερμού νερού θερμοκρασίας 130 °C περίπου ή υπέρθερμου ατμού πίεσης κοντά στο 1 bar ως κύριας πηγή ενέργειας.
- Εξοικονόμηση ενέργειας με χρήση της θερμικής ενέργειας ατμού χαμηλής πίεσης που οδηγείται για απόρριψη για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος.

- Παραγωγή Ψύξης σε Μονάδες Τρι-Παραγωγής (Trigeneration Plants) ή σε Μονάδες Συνδυασμένου Κύκλου.
- Μεγιστοποίηση του συνολικού βαθμού απόδοσης.

2. Ελάχιστα κινούμενα μέρη : Ερμητικά κλειστός συμπιεστής που ψύχεται με αποσταγμένο ψυκτικό μέσο (νερό).

- Αμελητέες μηχανικές απώλειες . Μηδαμινές απαιτήσεις συντήρησης.

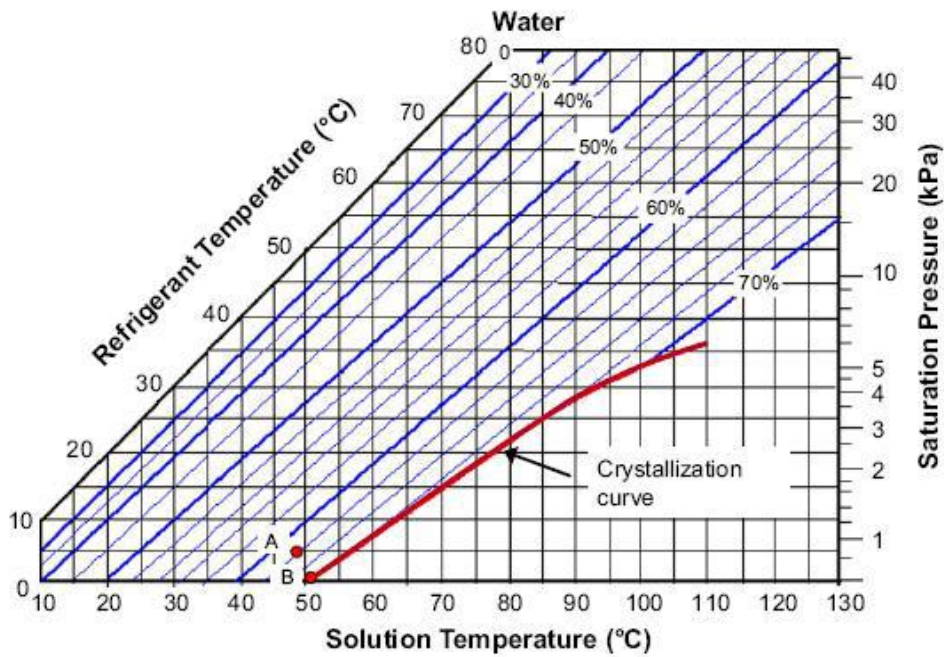
4.2.8. Κρυσταλλοποίηση

Το φαινόμενο αυτό, κατά το οποίο δημιουργείται κρυσταλλοποίηση των αλάτων, όπως είναι το βρωμιούχο λίθιο, παρουσιάζεται στη γεννήτρια. Οι επιπτώσεις αυτού του φαινομένου ,που ευτυχώς είναι αναστρέψιμο, οδηγούν στη μείωση της απόδοσης της μηχανής χωρίς όμως να της προκαλεί ζημιές ή φθορές.

Αίτια που το προκαλούν:

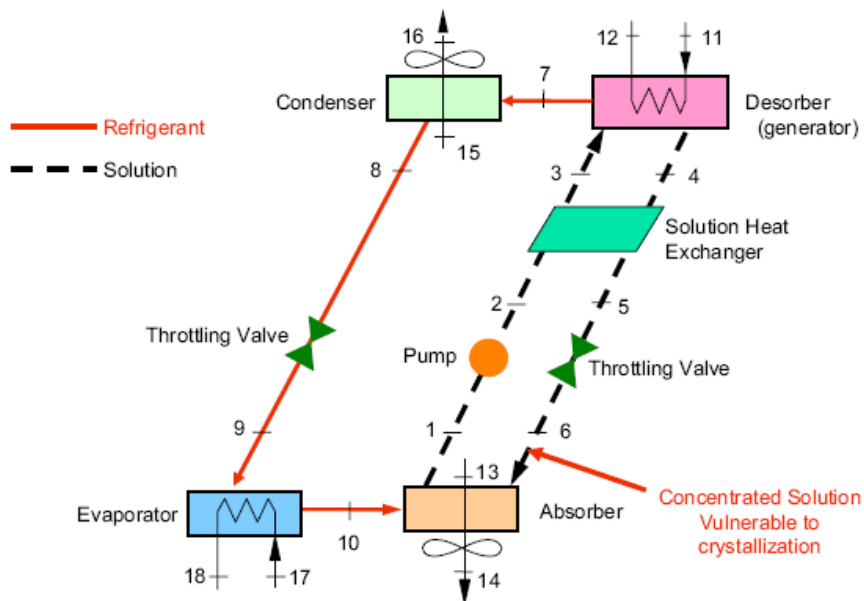
- Χαμηλή θερμοκρασία του ψυχρού ρεύματος κατά τη συμπύκνωση
- Απώλεια κενού
- Απότομη διακοπή λειτουργίας λόγω διακοπής ηλεκτρικού ρεύματος
- Υπερφόρτωση
- Εισροή μη υγροποιούμενων ρευστών στο κύκλωμα σε ποσότητες μεγαλύτερες από την ικανότητα εξαέρωσης
- Μεγαλύτερη από την επιτρεπόμενη συγκέντρωση LiBr στο διάλυμα

Στους ψύκτες απορρόφησης με LiBr η γραμμή κρυστάλλωσης βρίσκεται πολύ κοντά στις συγκεντρώσεις του διαλύματος που λειτουργεί ο ψύκτης. Από το παρακάτω σχήμα βλέπουμε πως αν η συγκέντρωση είναι αρκετά υψηλή ή η θερμοκρασία του διαλύματος μειωθεί αρκετά, τότε το σημείο Α πλησιάζει το Β που ανήκει στην γραμμή κρυστάλλωσης.

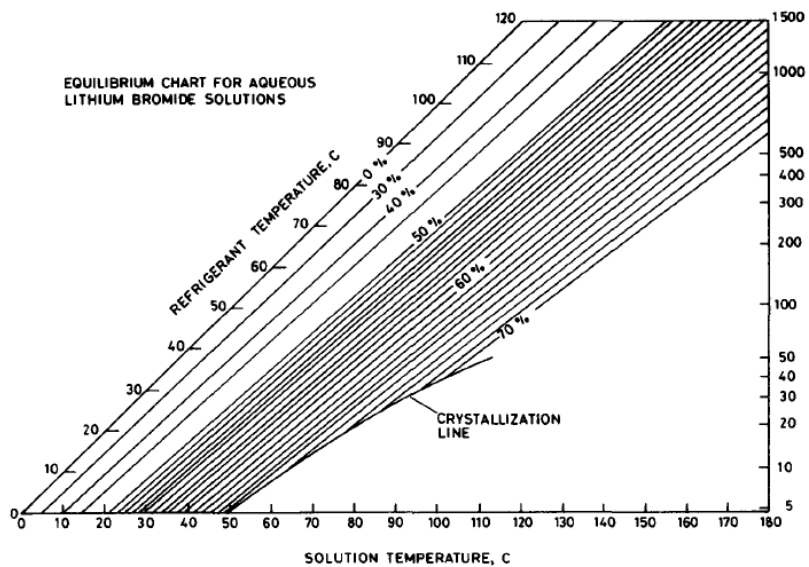


Εικόνα 4.2.8.1. Αναπαράσταση της γραμμής κρυστάλλωσης στον Ψυχομετρικό Χάρτη[18]

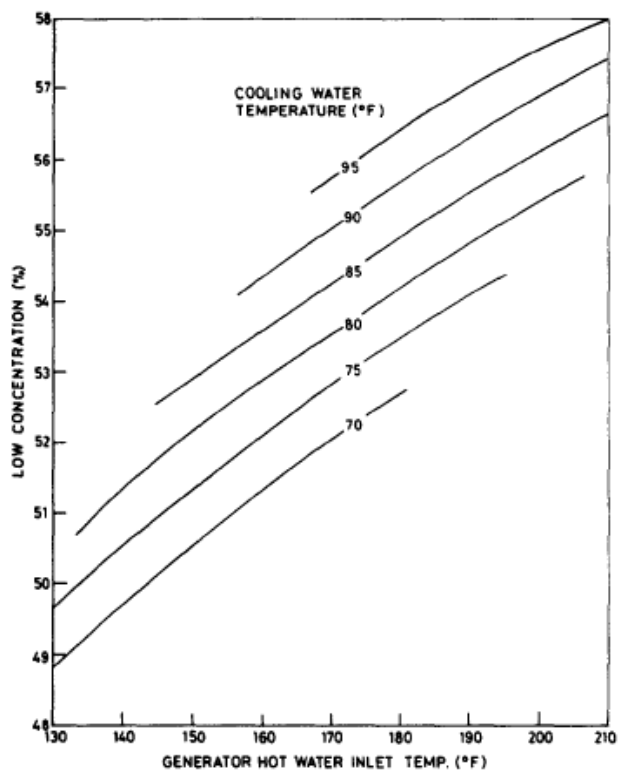
Η θέση στην οποία είναι πιο πιθανή η κρυστάλλωση είναι στο σημείο από όπου εισέρχεται το πλούσιο διάλυμα στον απορροφητή.



Εικόνα 4.2.8.2. Πιθανό σημείο κρυστάλλωσης σε ψύκτη απορρόφησης[18]



Εικόνα 4.2.8.3. Διάγραμμα ισορροπίας για διάλυμα βρωμιούχου λιθίου[19]

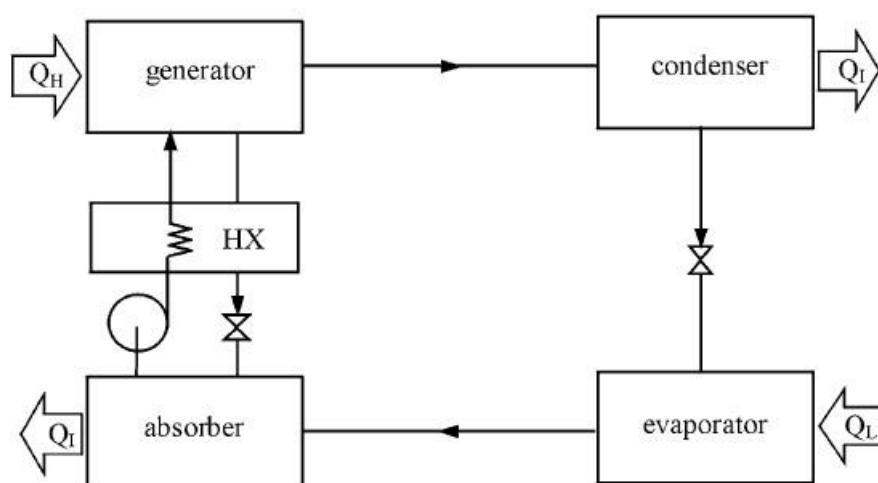


Εικόνα 4.2.8.4. Αναγκαίες ελάχιστες συγκεντρώσεις βάσει των θερμοκρασιών εισόδου του θερμού και ψυχρού ρεύματος[19]

4.3. Διάφοροι σχεδιασμοί κύκλων ψύξης με απορρόφηση [16]

4.3.1. Μονοβάθμια συστήματα απορρόφησης

Ένα μονοβάθμιο σύστημα ψύξης με απορρόφηση έχει τον πιο απλό σχεδιασμό και είναι το πιο διαδεδομένο. Υπάρχουν δύο διαφορετικοί σχεδιασμοί που εξαρτώνται από το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιείται. Η παρακάτω εικόνα δείχνει ένα μονοβάθμιο σύστημα που χρησιμοποιεί σταθερό μέσο απορρόφησης όπως είναι το LiBr/νερό.



Εικόνα 4.3.1.1. Μονοβάθμιο σύστημα απορρόφησης LiBr/νερού με εναλλάκτη ώστε να μειώνεται η θερμοκρασία εισόδου στην ατμογεννήτρια.[16]

Θερμότητα υψηλής θερμοκρασίας παρέχεται στην ατμογεννήτρια ώστε να ατμοποιηθεί το ψυκτικό μέσο, που οδηγείται στο συμπυκνωτή, από το πυκνό διάλυμα, το οποίο επιστρέφει στον απορροφητή. Έτσι δημιουργείται μια μη αναστρεψιμότητα καθώς θερμότητα υψηλής θερμοκρασίας από την ατμογεννήτρια σπαταλιέται στον απορροφητή και το συμπυκνωτή. Για να μειωθεί αυτή η μη αναστρεψιμότητα, μια εναλλαγή θερμότητας του διαλύματος εισάγεται όπως φαίνεται στο σχήμα 3. Ο εναλλάκτης θερμότητας επιτρέπει στο αραιό διάλυμα από τον απορροφητή να προθερμανθεί πριν να εισέλθει στην ατμογεννήτρια

χρησιμοποιώντας τη θερμότητα από το θερμό πυκνό διάλυμα που φεύγει από την ατμογεννήτρια. Μ' αυτόν τον τρόπο ο COP βελτιώνεται καθώς η πρόσδοση θερμότητας στην ατμογεννήτρια μειώνεται. Επιπλέον το μέγεθος του απορροφητή μπορεί να μειωθεί αφού λιγότερη θερμότητα απορρίπτεται. Πειραματικές μελέτες δείχνουν πως ο COP μπορεί να αυξηθεί μέχρι και 60% όταν χρησιμοποιείται εναλλάκτης θερμότητας διαλύματος.

Όταν χρησιμοποιείται ασταθές μέσο απορρόφησης όπως νερό/ NH_3 , το σύστημα απαιτεί ένα επιπλέον εξάρτημα που ονομάζεται 'ανορθωτής', ο οποίος θα καθαρίσει το ψυκτικό μέσο πριν να εισέλθει στο συμπυκνωτή. Καθώς το απορροφητικό μέσο που χρησιμοποιείται (νερό) είναι πολύ ασταθές, θα ατμοποιηθεί μαζί με αμμωνία. Χωρίς τον ανορθωτή, αυτό το νερό θα συμπυκνωθεί και θα συσσωρευτεί μέσα στον ατμοποιητή προκαλώντας πτώση της απόδοσής του.

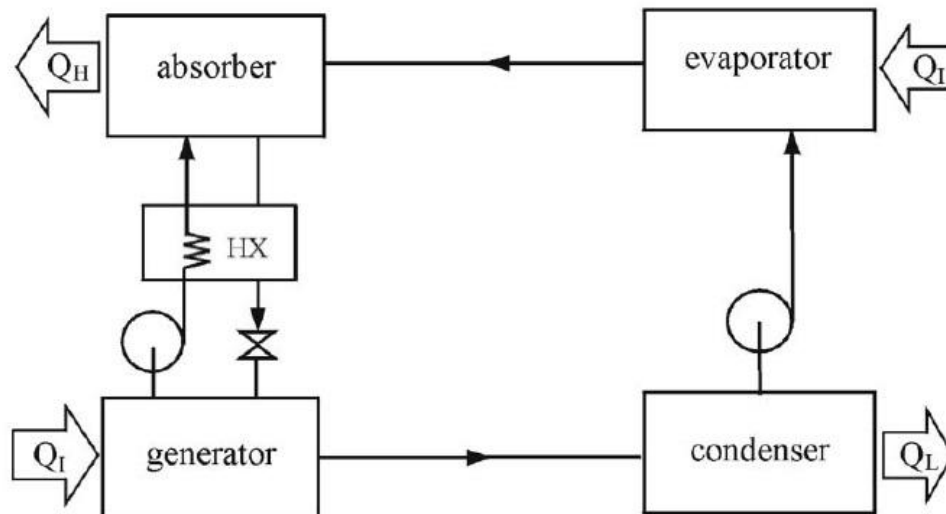
Ακόμη και αν τα πιο κοινά εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται είναι το LiBr /νερό και το νερό/ NH_3 , πολλοί ερευνητές έχουν μελετήσει την απόδοση μονοβάθμιων συστημάτων απορρόφησης που χρησιμοποιούν άλλα είδη εργαζόμενων μέσων όπως $\text{LiNO}_3/\text{NH}_3$, $\text{LiBr}+\text{ZnBr}_2/\text{CH}_3\text{OH}$, $\text{LiNO}_3+\text{KNO}_3+\text{NaNO}_3/\text{νερό}$, $\text{LiCl}/\text{νερό}$, γλυκερόλη/νερό.

4.3.2. Μεταλλάκτης θερμότητας απορρόφησης

Κάθε κύκλος ψύξης με απορρόφηση ανταλλάσει θερμοκρασία με τρεις εξωτερικές δεξαμενές, χαμηλού, μέσου και υψηλού θερμοκρασιακού επιπέδου. Όταν ένα σύστημα απορρόφησης λειτουργεί σαν ψύκτης ή αντλία θερμότητας, τη θερμότητα που χρειάζεται για να λειτουργήσει την προμηθεύεται από τη δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας. Η ψύξη παράγεται σε ένα χαμηλό θερμοκρασιακό επίπεδο και απορρίπτει θερμότητα σε ένα ενδιάμεσο θερμοκρασιακό επίπεδο. Η διαφορά ανάμεσά τους είναι στο ρόλο που επιτελούν. Για ένα ψύκτη, η ωφέλιμη μεταφορά θερμότητας είναι σε μια χαμηλή θερμοκρασία. Για μια αντλία θερμότητας, η ωφέλιμη

μεταφορά θερμότητας είναι σε μια ενδιάμεση θερμοκρασία . Συνήθως, το περιβάλλον χρησιμοποιείται σα μια δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας για μια αντλία θερμότητας ή σα μια δεξαμενή ενδιάμεσης θερμοκρασίας για ένα ψύκτη.

Ένας άλλος τύπος κύκλου απορρόφησης είναι γνωστός ως 'μεταλλάκτης θερμότητας απορρόφησης' ή 'αντλία αντίστροφης θερμότητας απορρόφησης'. Αυτό το σύστημα χρησιμοποιεί θερμότητα από μια ενδιάμεσης θερμοκρασίας δεξαμενή για να λειτουργήσει (συνήθως απορριπτόμενη βιομηχανική θερμότητα). Το σύστημα απορρίπτει θερμότητα έξω σε ένα χαμηλό θερμοκρασιακό επίπεδο (συνήθως το περιβάλλον). Η χρήσιμη έξοδος διατηρείται στο υψηλότερο θερμοκρασιακό επίπεδο. Η χρήση ενός μεταλλάκτη θερμότητας απορρόφησης επιτρέπει την αναβάθμιση οποιασδήποτε απορριπτόμενης θερμότητας σε ένα υψηλότερο θερμοκρασιακό επίπεδο χωρίς πρόσδοση καμίας άλλης θερμότητας εκτός από το έργο που απαιτείται για την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου.



Εικόνα 4.3.2.1. Ο μεταλλάκτης θερμότητας απορρόφησης, απορροφά απορριπτόμενη θερμότητα από την ατμογεννήτρια. Υγρό ψυκτικό μέσο αντλείται στον ατμοποιητή για να απορροφήσει την απορριπτόμενη θερμότητα. Η υψηλής θερμοκρασίας χρήσιμη θερμότητα του απορροφητή είναι η θερμότητα απορρόφησης.[16]

Η παραπάνω εικόνα δείχνει μια σχηματική αναπαράσταση ενός μεταλλάκτη θερμότητας απορρόφησης. Αυτός ο κύκλος έχει όμοια μέρη

με ένα μονοβάθμιο κύκλο απορρόφησης. Η διαφορά είναι ότι μια συσκευή εκτόνωσης που βρίσκεται μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή αντικαθίσταται από μια αντλία. Απορριπτόμενη θερμότητα σε μια σχετική χαμηλή θερμοκρασία τροφοδοτείται στην ατμογεννήτρια για το διαχωρισμό του ψυκτικού υγρού με τον συνηθισμένο τρόπο. Το ψυκτικό υγρό από το συμπυκνωτή πηγαίνει μέσω αντλίας στον ατμοποιητή με αυξημένη πίεση. Στον ατμοποιητή, εξατμίζεται χρησιμοποιώντας την ίδια χαμηλής θερμοκρασίας απορριπτόμενη θερμότητα που χρησιμοποιήθηκε για να λειτουργήσει η ατμογεννήτρια (οι μεταλλάκτες θερμότητας απορρόφησης συνήθως λειτουργούν έτσι ώστε οι θερμοκρασίες της ατμογεννήτριας και του ατμοποιητή να είναι ίσες). Ο ατμός του ψυκτικού μέσου μετά απορροφάται στο διάλυμα στον απορροφητή και απορρίπτεται η χρήσιμη θερμότητα σε ένα υψηλότερο θερμοκρασιακό επίπεδο.

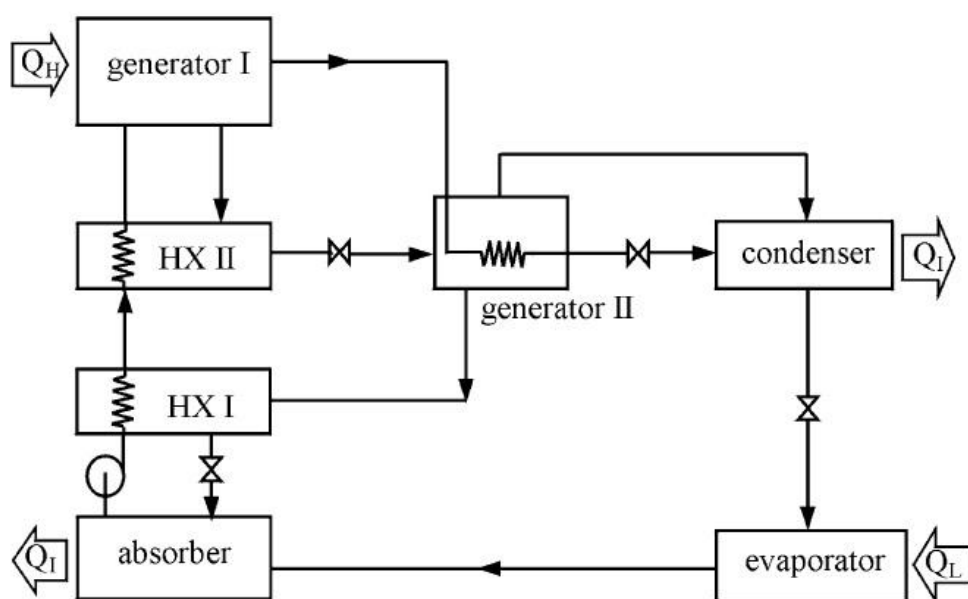
Η χαμηλού βαθμού θερμότητα μπορεί να αναβαθμιστεί χρησιμοποιώντας ένα μεταλλάκτη θερμότητας όπως για παράδειγμα η ηλιακή ενέργεια και η βιομηχανική απορριπτόμενη θερμότητα. Η απόδοση ενός μεταλλάκτη θερμότητας απορρόφησης έχει μελετηθεί για διάφορα εργαζόμενα μέσα όπως $\text{LiBr}/\text{νερό}$, $\text{LiBr}+\text{ZnBr}_2/\text{CH}_3\text{OH}$, $\text{DMETEG}/\text{R21}$ και $\text{DMF}/\text{R21}$.

4.3.3. Πολυβάθμιος κύκλος ψύξης με απορρόφηση

Βασικό αντικείμενο ενός πολυβάθμιου κύκλου είναι να αυξηθεί η απόδοση του συστήματος όταν είναι διαθέσιμη πηγή θερμότητας υψηλότερης θερμοκρασίας. Με τον όρο πολυβάθμιος, ο κύκλος θα πρέπει να έχει ρυθμιστεί με ένα τρόπο ώστε η θερμότητα που αποβάλλεται από ένα στάδιο υψηλής θερμοκρασίας να χρησιμοποιείται σαν θερμότητα εισόδου σε ένα στάδιο χαμηλής θερμοκρασίας για να παράγεται επιπλέον ψύξη στο στάδιο αυτό.

Ο διβάθμιος κύκλος απορρόφησης παρουσιάστηκε γύρω στα 1956 με 1958. Η παρακάτω εικόνα δείχνει ένα σύστημα που λειτουργεί με

LiBr/νερό. Θερμότητα σε υψηλή θερμοκρασία από μια εξωτερική πηγή εφοδιάζει την πρώτη ατμογεννήτρια. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου που παράγεται, συμπυκνώνεται σε υψηλή πίεση στην δεύτερη ατμογεννήτρια. Η θερμότητα που απορρίπτεται χρησιμοποιείται για να παραχθεί επιπλέον ατμός του ψυκτικού υγρού από το διάλυμα που έρχεται από την πρώτη ατμογεννήτρια. Αυτή η ρύθμιση του συστήματος θεωρείται σαν ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης με ροή εν σειρά.

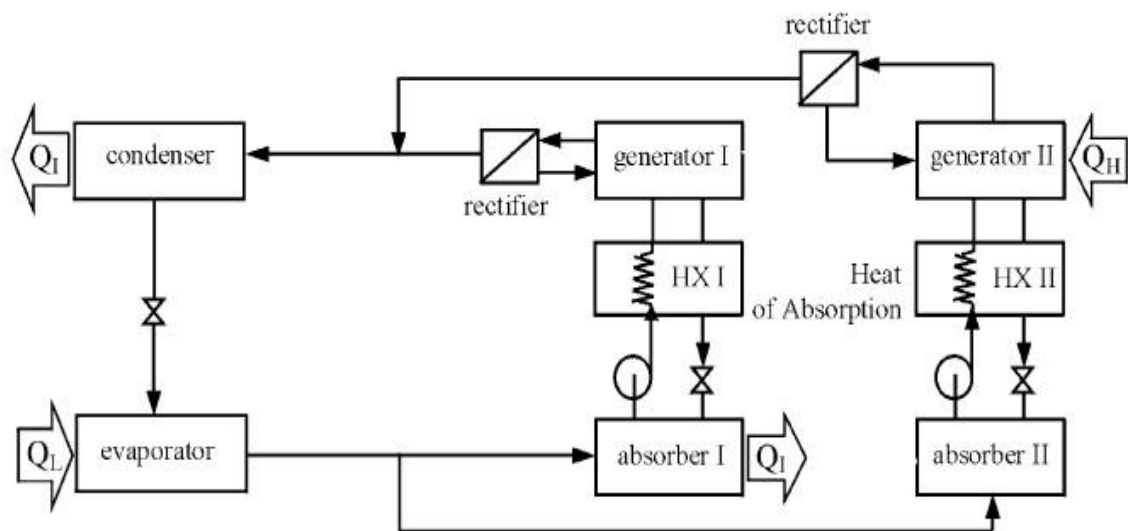


Εικόνα 4.3.3.1. Διβάθμιος κύκλος απορρόφησης LiBr/ νερού. Θερμότητα που απελευθερώνεται από τη συμπύκνωση του ψυκτικού ατμού χρησιμοποιείται σαν θερμότητα εισόδου στη δεύτερη ατμογεννήτρια.[16]

Ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης θεωρείται σαν ένας συνδυασμός δύο μονοβάθμιων συστημάτων απορρόφησης του οποίου ο COP είναι ο COP_{single} . Για μια μονάδα θερμότητας εισόδου από την εξωτερική πηγή, η ψύξη που παράγεται από το ψυκτικό υγρό που εξατμίζεται στην πρώτη ατμογεννήτρια είναι $1 * COP_{single}$. Για κάθε μονοβάθμιο σύστημα απορρόφησης, μπορεί να θεωρηθεί ότι η θερμότητα που απορρίπτεται από το συμπυκνωτή είναι σχεδόν ίση με την ψυκτική ικανότητα που εξασφαλίζεται. Έτσι η θερμότητα που παρέχεται στο δεύτερο ατμοποιητή είναι $1 * COP_{single}$. Η ψύξη που παράγεται τότε από το δεύτερο ατμοποιητή είναι $(1 * COP_{single}) * COP_{single}$. Επομένως, ο COP αυτού του διβάθμιου συστήματος απορρόφησης είναι $COP_{double} = COP_{single} +$

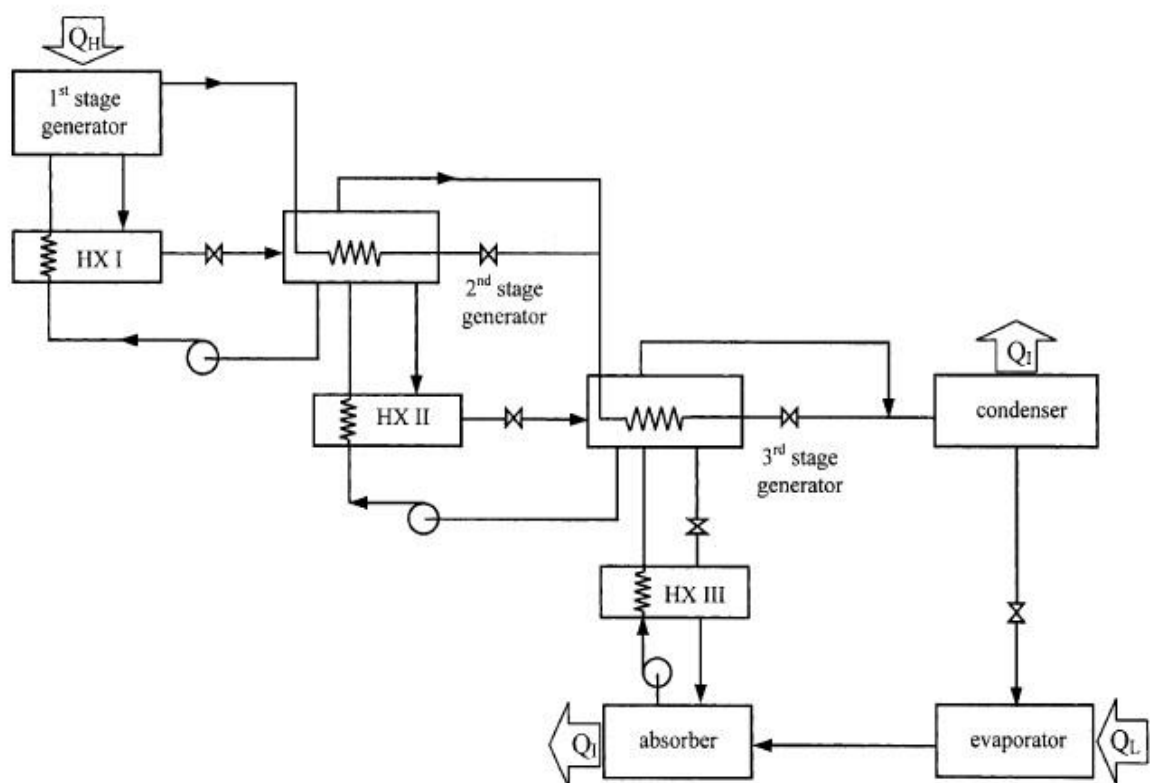
$(COP_{single})^2$. Σύμφωνα με αυτήν την ανάλυση, ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης έχει ένα COP ίσο με 0.96 όταν το αντίστοιχο μονοβάθμιο σύστημα έχει COP ίσο με 0.6. Θεωρητικές μελέτες για διβάθμια συστήματα απορρόφησης έχουν διεξαχθεί για διάφορα εργαζόμενα μέσα.

Αν το LiBr/νερό αντικατασταθεί με νερό/ NH_3 , η μέγιστη πίεση στην πρώτη ατμογεννήτρια υπερβολικά υψηλή. Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζεται ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης που χρησιμοποιεί νερό/ NH_3 . Σε αντίθεση με το σύστημα LiBr/νερού, αυτό το σύστημα μπορεί να θεωρηθεί ως ένας συνδυασμός δύο ξεχωριστών μονοβάθμιων κύκλων. Ο ατμοποιητής και οι συμπυκνωτές και των δύο κύκλων είναι εννοποιημένοι μαζί σαν μία μονάδα όπως φαίνεται. Έτσι υπάρχουν μόνο δύο διαφορετικά επίπεδα πιέσεων στο σύστημα και η μέγιστη πίεση μπορεί να περιοριστεί σε ένα αποδεκτό επίπεδο. Θερμότητα από εξωτερική πηγή προμηθεύει μόνο τη δεύτερη ατμογεννήτρια. Καθώς το νερό είναι ένα απορροφητικό μέσο, δεν υπάρχει κανένα πρόβλημα κρυσταλλοποίησης στον απορροφητή. Έτσι ο δεύτερος απορροφητής μπορεί να λειτουργήσει σε υψηλή θερμοκρασία και να αποβάλλει θερμότητα στην πρώτη ατμογεννήτρια. Αυτή η διάταξη του συστήματος θεωρείται ως ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης παράλληλης ροής.



Εικόνα 4.3.3.2. Διβάθμιος κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με δύο επίπεδα πίεσης.[16]

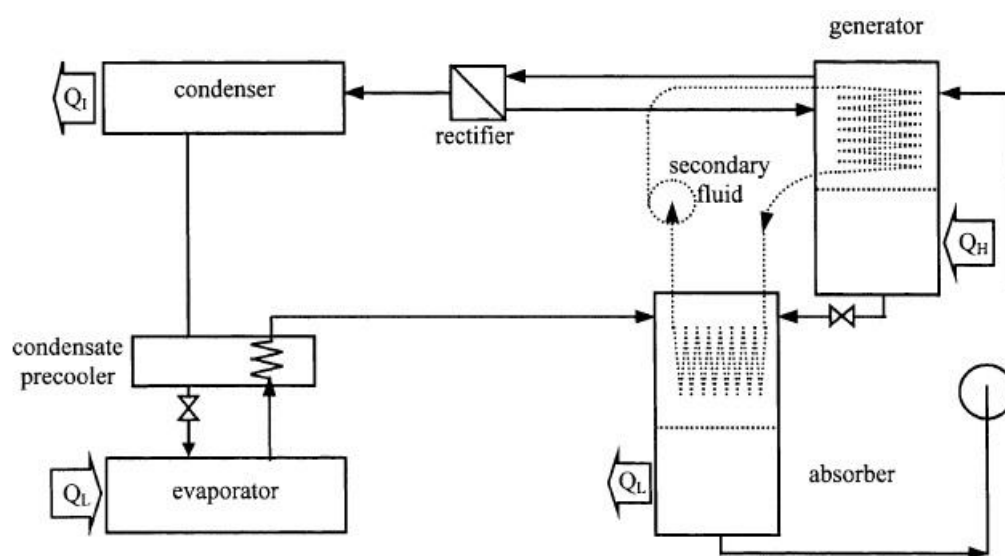
Διάφοροι τύποι πολυβάθμιων κύκλων απορρόφησης έχουν αναλυθεί όπως η τριβάθμια απορρόφηση και η τετραβάθμια απορρόφηση (εικόνα 4.3.3.3.). Όμως η βελτίωση του COP δεν συνδέεται άμεσα με την αύξηση του αριθμού των βαθμών. Πρέπει να σημειωθεί ότι όταν ο αριθμός των βαθμών αυξάνει, ο COP κάθε σταδίου δεν θα είναι τόσο υψηλός όσο αυτός του μονοβάθμιου συστήματος. Επιπλέον όσο αυξάνεται ο αριθμός των σταδίων οδηγεί το σύστημα σε μεγαλύτερη πολυπλοκότητα. Γι' αυτό και ο διβάθμιος κύκλος είναι αυτός που διατίθεται εμπορικά.



Εικόνα 4.3.3.3. Τριβάθμιος κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με 4 επίπεδα πίεσης. Η θερμότητα συμπύκνωσης από το υψηλότερο επίπεδο πίεσης χρησιμοποιείται για το διαχωρισμό του ψυκτικού στο χαμηλότερο επίπεδο πίεσης.[16]

4.3.4. Κύκλος ψύξης απορρόφησης με GAX

GAX είναι τα αρχικά για ατμογεννήτρια/απορροφητής εναλλάκτης θερμότητας (generator/absorber heat exchanger) ή μερικές φορές ονομάζεται DAHX που εκφράζει διαχωριστής/απορροφητής εναλλάκτης θερμότητας (desorber/absorber heat exchanger). Υψηλότερη απόδοση μπορεί να επιτευχθεί με ένα μονοβάθμιο σύστημα απορρόφησης. Σε σχέση με το διβάθμιο σύστημα απορρόφησης με παράλληλη ροή που αναφέρθηκε νωρίτερα, το σύστημα αποτελείται από δύο μονοβάθμιους κύκλους που δουλεύουν με ένα παράλληλο τρόπο. Η ιδέα για το GAX ήταν να αντικαταστήσει τον κύκλο της διβάθμιας απορρόφησης αλλά να συνεχίσει να έχει την ίδια απόδοση. Αυτή η ιδέα παρουσιάστηκε το 1911 από τους Altenkirch και Tenckhoff. Η απλοποιημένη διάταξη φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Εικόνα 4.3.4.1. Η διακεκομμένη γραμμή δείχνει το δευτερεύον υγρό που χρησιμοποιείται για να μεταφερθεί θερμότητα από το τμήμα υψηλής θερμοκρασίας του απορροφητή στο τμήμα χαμηλής θερμοκρασίας της ατμογεννήτριας.[16]

Ένας απορροφητής και μια ατμογεννήτρια μπορούν να θεωρηθούν σαν εναλλάκτες θερμότητας με αντιστροφή όπως φαίνεται στην παραπάνω εικόνα. Στον απορροφητή, πυκνό διάλυμα από την ατμογεννήτρια και ατμός ψυκτικού υγρού από τον ατμοποιητή μπαίνουν από το επάνω

μέρος. Η θερμότητα που παράγεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας απορρόφησης πρέπει να απορρίπτεται έτσι ώστε να διατηρείται η δυνατότητα απορρόφησης ψυκτικού υδρατμού. Στο επάνω μέρος, θερμότητα απορρίπτεται σε υψηλή θερμοκρασία. Στο κάτω μέρος, το διάλυμα απορροφά επιπλέον ψυκτικό υδρατμό ενώ ψύχεται αποβάλλοντας θερμότητα στο περιβάλλον. Στην ατμογεννήτρια αραιό διάλυμα από τον απορροφητή εισέρχεται στο επάνω μέρος. Σε αυτή τη φάση το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται από το διάλυμα καθώς θερμαίνεται χρησιμοποιώντας τη θερμότητα που απορρίπτεται από το επάνω μέρος του απορροφητή. Στο χαμηλότερο μέρος της ατμογεννήτριας, το διάλυμα συμπυκνώνεται περισσότερο χρησιμοποιώντας τη θερμότητα από την εξωτερική πηγή θερμότητας. Σύμφωνα με το παραπάνω σχήμα, υπάρχει ένα επιπλέον δευτερεύον υγρό, που χρησιμοποιείται για τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του απορροφητή και της ατμογεννήτριας. Μ' αυτόν τον τρόπο (χρήση του GAX), ένα μονοβάθμιο σύστημα απορρόφησης μπορεί να παρέχει COP τόσο υψηλό όσο και ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης.

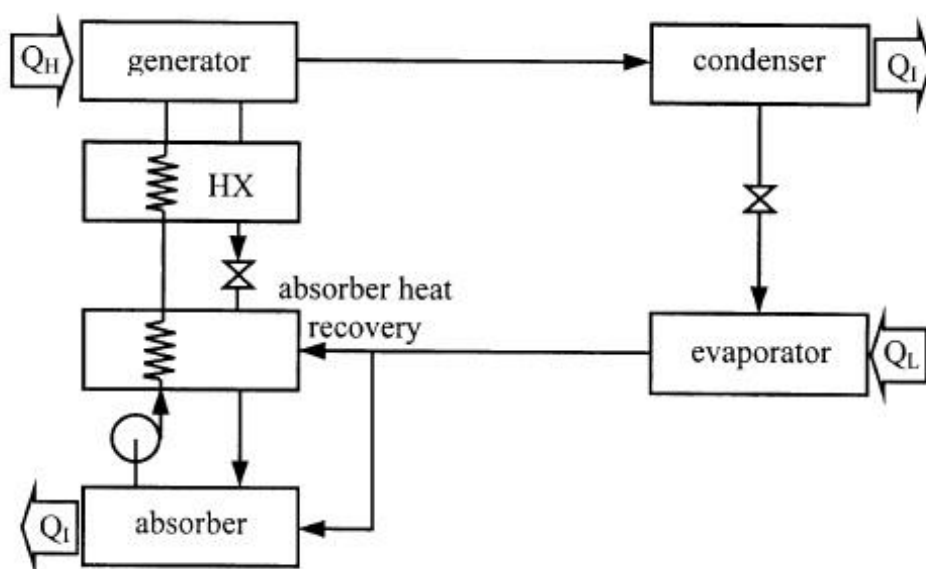
4.3.5. Κύκλος ψύξης με απορρόφηση χρησιμοποιώντας ανάκτηση θερμότητας του απορροφητή

Έχει ήδη αναφερθεί νωρίτερα ότι η χρήση ενός εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος βελτιώνει το COP του συστήματος. Το φτωχό διάλυμα από τον απορροφητή μπορεί να προθερμανθεί πριν να εισέλθει στην ατμογεννήτρια μέσω του θερμού πλούσιου διαλύματος που φεύγει από την ατμογεννήτρια. Χρησιμοποιώντας ανάκτηση θερμότητας του απορροφητή η θερμοκρασία του αραιού διαλύματος μπορεί να αυξηθεί περισσότερο.

Παρόμοια με το σύστημα GAX, ο απορροφητής χωρίζεται σε δύο μέρη. Η θερμότητα απορρίπτεται σε μια διαφορετική θερμοκρασία. Το μέρος με τη χαμηλότερη θερμοκρασία απορρίπτει τη θερμότητα στο

περιβάλλον ως συνήθως. Όμως το μέρος το μέρος με την υψηλότερη θερμοκρασία χρησιμοποιείται για να προθερμάνει το αραιό διάλυμα όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Έτσι η εισερχόμενη θερμότητα στην ατμογεννήτρια ελαττώνεται κάνοντας το COP να αυξηθεί.

Αυτό το σύστημα μελετήθηκε θεωρητικά χρησιμοποιώντας διάφορα εργαζόμενα μέσα όπως νερό/ NH_3 και $\text{LiNO}_3/\text{NH}_3$. Ο κύκλος με την ανάκτηση θερμότητας του απορροφητή βρέθηκε να έχει μια 10% βελτίωση στο COP. Παρόλα αυτά η μηχανή που βασίζεται στην απορρόφηση με αυτό το σχεδιασμό δεν έχει δημιουργηθεί ακόμη.



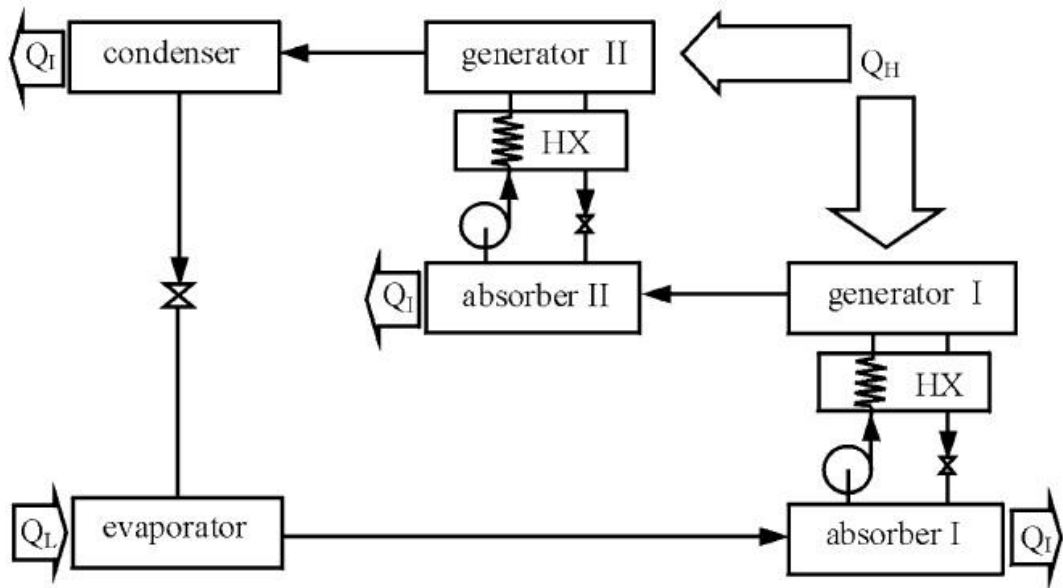
Εικόνα 4.3.5.1. Ο κύκλος με την ανάκτηση θερμότητας του απορροφητή χρησιμοποιεί θερμότητα από τον απορροφητή για να προθερμάνει το ρεύμα που κινείται από τον απορροφητή στην ατμογεννήτρια.[16]

4.3.6. Κύκλος ψύξης με απορρόφηση μισού σταδίου

Πρέπει να σημειωθεί ότι, οποιοδήποτε σύστημα ψύξης με απορρόφηση μπορεί να λειτουργήσει μόνο όταν το διάλυμα στον απορροφητή είναι πιο πλούσιο σε ψυκτικό ατμό απ' ότι αυτό στην ατμογεννήτρια. Όταν η θερμοκρασία αυξάνεται ή η πίεση πέφτει, το κλάσμα του ψυκτικού μέσου που περιέχεται μειώνεται, και αντίστροφα.

Όταν η θερμοκρασία της ατμογεννήτριας πέφτει, η αναλογία του διαλύματος που ανακυκλοφορεί αυξάνεται προκαλώντας πτώση του COP. Αν είναι πολύ χαμηλή το σύστημα δεν μπορεί πλέον να λειτουργήσει.

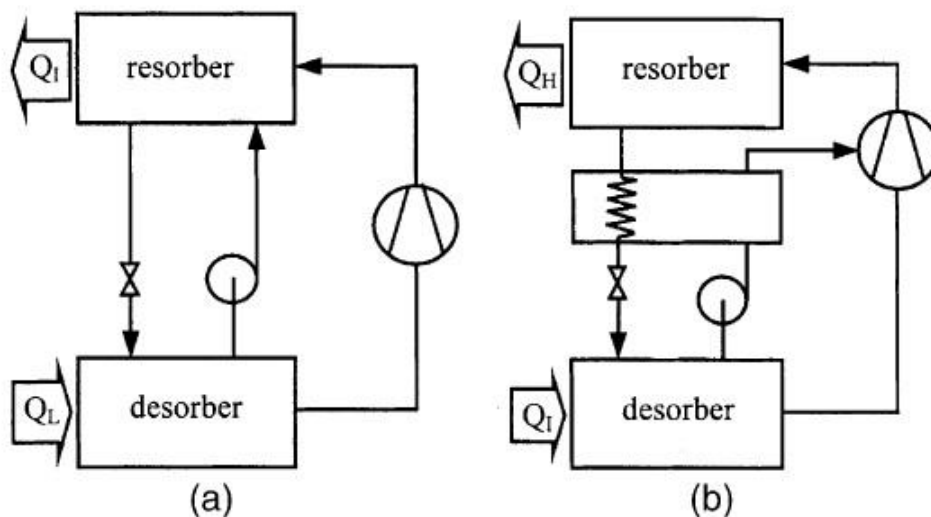
Το σύστημα απορρόφησης μισού σταδίου δημιουργήθηκε για μια εφαρμογή με σχετικά χαμηλής θερμοκρασίας πηγή θερμότητας. Η εικόνα 4.3.6.1 δείχνει ένα διάγραμμα ενός κύκλου απορρόφησης μισού σταδίου. Η διαμόρφωση του συστήματος είναι ακριβώς η ίδια με ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης που χρησιμοποιεί νερό/ NH_3 (όπως φαίνεται στην εικόνα 4.3.3.2) μόνο που οι κατευθύνσεις ροής της θερμότητας είναι διαφορετικές. Σύμφωνα με το παρακάτω σχήμα, υψηλής θερμοκρασίας θερμότητα από μια εξωτερική πηγή μεταφέρεται και στις δύο ατμογεννήτριες. Και οι δύο απορροφητές απορρίπτουν θερμότητα στο περιβάλλον. Ο δεύτερος απορροφητής και η πρώτη ατμογεννήτρια λειτουργούν σε μια ενδιάμεση πίεση. Έτσι ο βαθμός ανακυκλοφορίας μεταξύ της πρώτης ατμογεννήτριας και του πρώτου απορροφητή, και της δεύτερης ατμογεννήτριας και του δεύτερου ατμοποιητή μπορούν να παραμένουν σε αποδεκτά επίπεδα. Πρέπει να σημειωθεί ότι ο COP του συστήματος απορρόφησης μισού σταδίου είναι σχετικά χαμηλός καθώς απορρίπτει περίπου 50% περισσότερη θερμότητα από τον κύκλο του μονοβάθμιου απορροφητή. Παρ' όλα αυτά μπορεί να λειτουργήσει με πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας.



Εικόνα 4.3.6.1. Ο κύκλος απορρόφησης μισού σταδίου είναι ο συνδυασμός δύο μονοβάθμιων κύκλων απορρόφησης που λειτουργούν σε διαφορετικά επίπεδα πίεσης.[16]

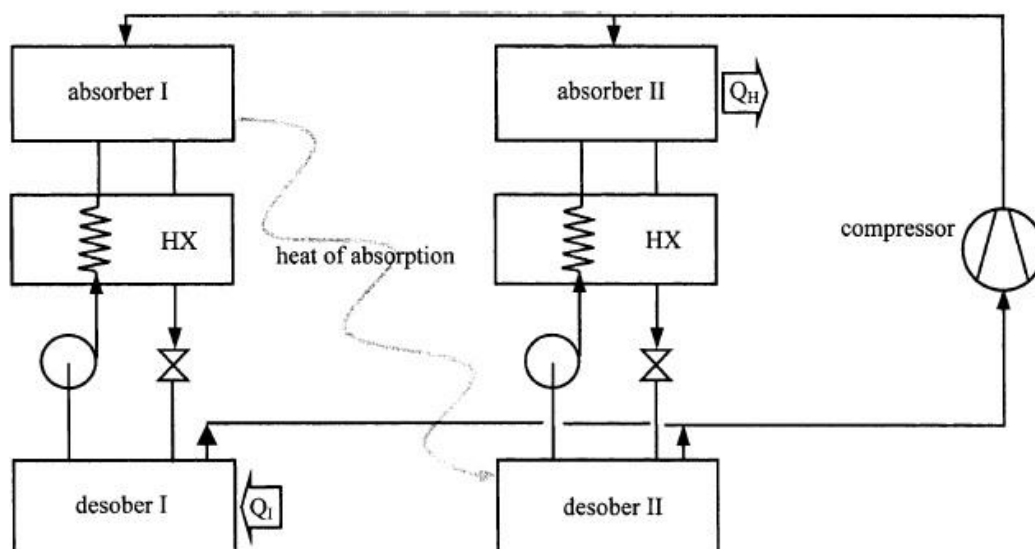
4.3.7. Συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης - συμπίεσης ατμού

Αυτό το σύστημα είναι συνήθως γνωστό ως σύστημα απορρόφησης - συμπίεσης. Ένα διάγραμμα τυπικού κύκλου απορρόφησης/συμπίεσης φαίνεται στο σχήμα 4.3.7.1(α). Φαίνεται ότι, ένας συμπυκνωτής και ένας ατμοποιητής ενός συμβατικού συστήματος συμπίεσης ατμού έχουν αντικατασταθεί με έναν αναρροφητή (απορροφητή ατμού) και έναν εκροφητή (γεννήτρια ατμού). Για δεδομένη θερμοκρασία περιβάλλοντος και θερμοκρασία ψύξης, η διαφορά πίεσης στο συμπιεστή είναι πολύ χαμηλότερη σε σχέση με ένα συμβατικό σύστημα συμπίεσης ατμού. Έτσι ο COP είναι λογικό να είναι καλύτερος από αυτόν ενός συμβατικού συστήματος συμπίεσης ατμού. Ο Altenkirch έκανε την πρώτη έρευνα το 1950 και πρότεινε μια λύση για εξοικονόμηση ενέργειας. Ο κύκλος μπορεί να ρυθμιστεί σαν ένας κύκλος αντλίας θερμότητας. Ο Machielsen ανέπτυξε ένα κύκλο αντλίας θερμότητας όπως φαίνεται στο σχήμα 4.3.7.1(β).



Εικόνα 4.3.7.1. Συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης-συμπίεσης ατμού[16]

Μια ενδιαφέρουσα παραλλαγή είναι ο διβάθμιος κύκλος απορρόφησης / συμπίεσης όπως φαίνεται στο σχήμα 4.3.7.2. Η απορριπτόμενη θερμότητα του απορροφητή κατά το πρώτο στάδιο τροφοδοτείται στην ατμογεννήτρια του δευτέρου σταδίου. Η μεταφορά θερμότητας γίνεται εσωτερικά πράγμα που υπερνικά τη μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά στην ενδιάμεση πίεση. Αυτή η ιδέα φαίνεται επιτυχημένη από διάφορες μελέτες.

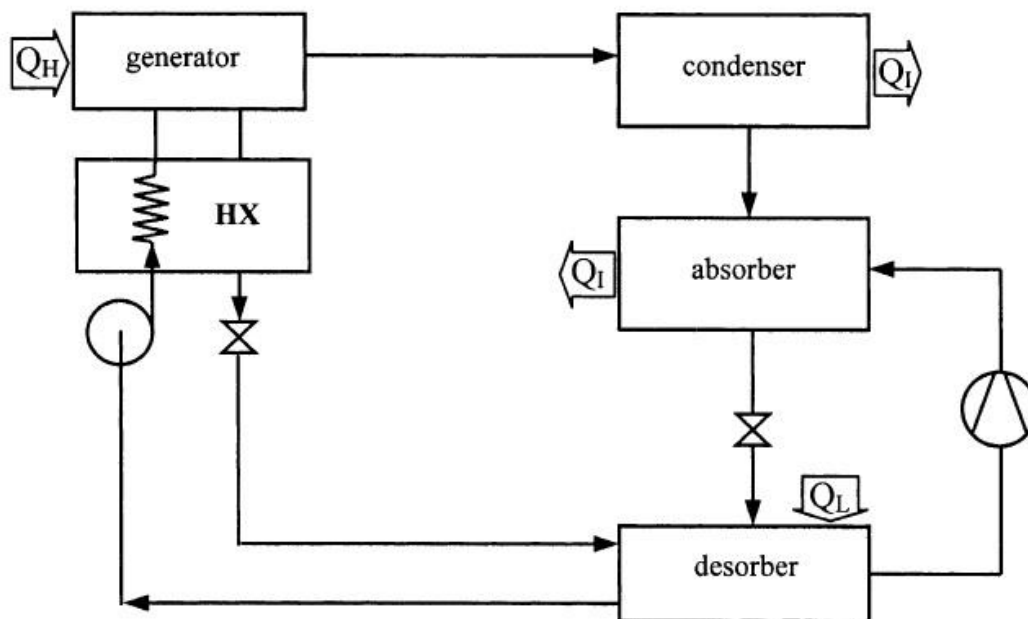


Εικόνα 4.3.7.2. Ένας διβάθμιος κύκλος απορρόφησης- συμπίεσης λειτουργεί σαν μια αντλία θερμότητας. Η θερμότητα απορρόφησης στο πρώτο στάδιο θα τροφοδοτηθεί στο δεύτερο στάδιο για το διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου.[16]

Μια άλλη τροποποίηση του κύκλου απορρόφησης/συμπίεσης ατμού που προτάθηκε από τους Cacciola et al. παριστάνεται στο παρακάτω σχήμα και περιλαμβάνει δύο συνδυασμούς εργαζόμενων μέσων, νερό/ NH_3 και KHO /νερό. Αυτός είναι ένας συμβιβασμός των κύκλων νερού/ NH_3 και KHO / νερού. Η υψηλότερη πίεση του συστήματος μειώνεται και ο διαχωριστής του συστήματος νερού/ NH_3 παραλείπεται. Αυτός ο κύκλος μπορεί να λειτουργήσει με μια θερμοκρασία περιβάλλοντος χαμηλότερη των $0\text{ }^\circ\text{C}$ χωρίς προβλήματα παγετού και κρυσταλλοποίησης.

Τα πρώτα πειραματικά αποτελέσματα ενός κύκλου απορρόφησης/συμπίεσης με άμεση εναλλαγή θερμότητας ανάμεσα στον εκροφητή και τον απορροφητή παρουσιάστηκαν από τους Groll και Radermacher. Αυτό είναι ένα τροποποιημένο σχέδιο από ένα διβάθμιο κύκλωμα διαλύματος που προτάθηκε από τους Rane και Radermacher και Rane et al. Αυτή η τεχνολογία αποτέλεσε τη βάση για τη μελέτη του κύκλου GAX σήμερα.

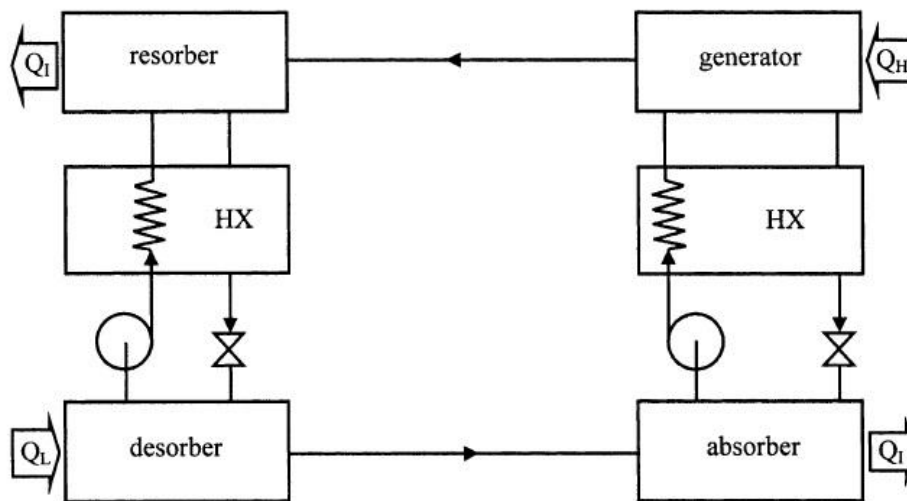
Διάφοροι σχεδιασμοί συνδυασμένων κύκλων απορρόφησης / συμπίεσης έχουν εισηγηθεί. Μπορούν να παράγουν ελκυστικά υψηλούς COP. Όμως είναι πολύπλοκοι και η ενέργεια με την οποία πρέπει να τροφοδοτηθούν είναι σε μορφή μηχανικού έργου. Έτσι δεν μπορούν να θεωρηθούν ως ένα σύστημα λειτουργίας με θερμότητα.



Εικόνα 4.3.7.3. Ο συνδυασμένος κύκλος που προτάθηκε από τους Cacciola et al. και περιλαμβάνει δύο συνδυασμούς εργαζόμενων μέσων.[16]

4.3.8. Κύκλος ρόφησης-αναρρόφησης

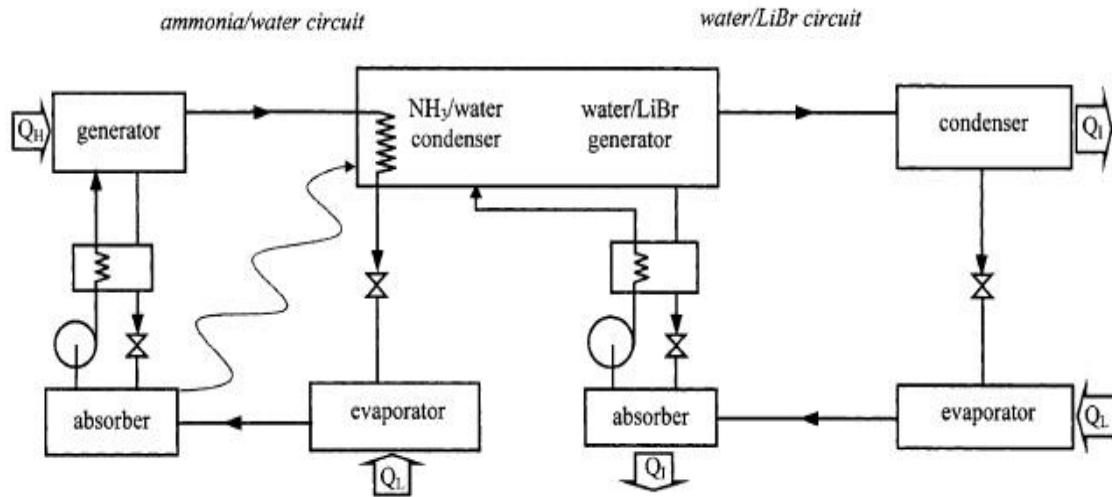
Ο Altenkirch εισήγαγε την ιδέα ενός κύκλου ρόφησης-αναρρόφησης το 1913. Ο κύκλος απαιτεί δύο κυκλώματα διαλυμάτων, αντί για ένα. Το κομμάτι του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή από ένα συμβατικό μονοβάθμιο σύστημα απορρόφησης αντικαθίσταται με έναν αναρροφητή και έναν εκροφητή αντίστοιχα, όπως φαίνεται στο σχήμα 4.3.8.1. Αυτό παρέχει μεγαλύτερη ευελιξία στο σχεδιασμό του κύκλου και τις λειτουργίες. Οι συγκεντρώσεις του διαλύματος μπορούν να μεταβάλλονται, επιτρέποντας την προσαρμογή των θερμοκρασιών και των πιέσεων των εξαρτημάτων στις απαιτήσεις των εφαρμογών.



Εικόνα 4.3.8.1. Κύκλος αναρρόφησης που προτάθηκε από τον Altenkirch και χρησιμοποιεί δύο κυκλώματα διαλυμάτων.[16]

4.3.9. Ψύξη απορρόφησης διπλού κύκλου

Η ιδέα του συστήματος απορρόφησης διπλού κύκλου είναι όμοια με αυτή ενός διβάθμιου συστήματος απορρόφησης εν παραλλήλω. Όμως το σύστημα αυτό αποτελείται από δύο εντελώς ξεχωριστούς κύκλους που χρησιμοποιούν διαφορετικά είδη εργαζόμενων μέσων. Οι Hanna et al. εφηύραν μια διπλού κύκλου ψύξη απορρόφησης και αντλία θερμότητας όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Αυτό το σύστημα αποτελείται από δύο μονοβάθμιους κύκλους απορρόφησης που χρησιμοποιούν νερό/ NH_3 και LiBr /νερό. Το σύστημα της αμμωνίας τροφοδοτείται από θερμότητα που εξασφαλίζεται από μια εξωτερική πηγή θερμότητας. Η θερμότητα που απορρίπτεται από τον απορροφητή του χρησιμοποιείται για να τροφοδοτηθεί το σύστημα LiBr /νερού. Το σύστημα LiBr /νερού απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον από το συμπυκνωτή και τον απορροφητή ως συνήθως. Η ψύξη μπορεί να ληφθεί και από τους δύο ατμοποιητές.

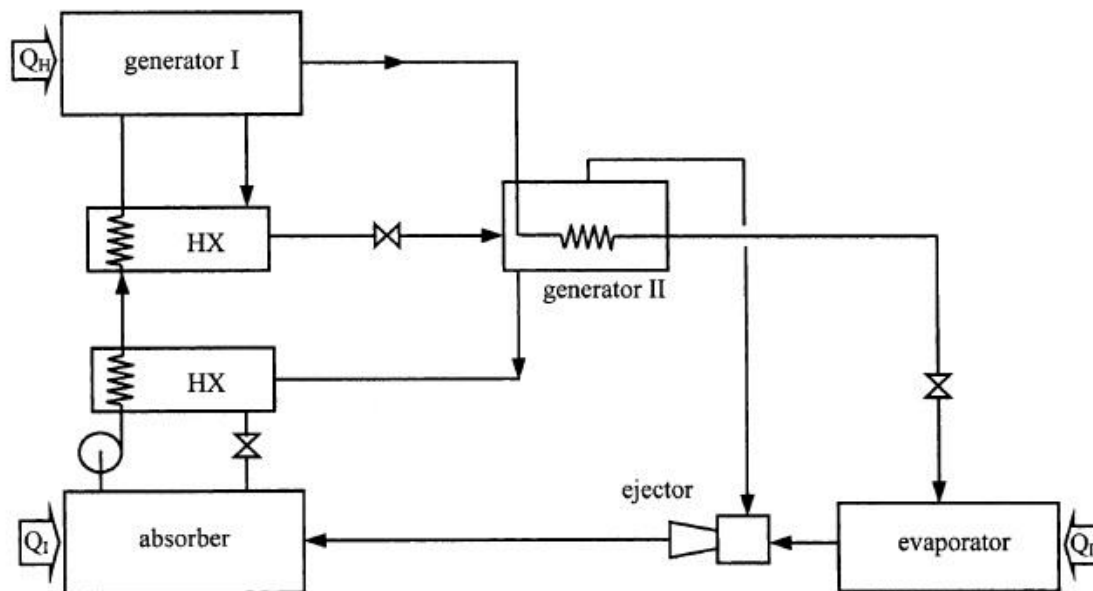


Εικόνα 4.3.9.1. Διπλός κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια και χρειάζεται δύο διαφορετικά εργαζόμενα μέσα όπως $\text{NH}_3/\text{νερό}$ και νερό/ LiBr . Η θερμότητα από την απορρόφηση και η συμπύκνωση από τον κύκλο $\text{NH}_3/\text{νερού}$ παρέχονται στην ατμογεννήτρια του κύκλου νερού/ LiBr [16]

4.3.10. Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα - απορρόφησης

Ένας ψεκαστήρας μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να βελτιωθεί η απόδοση ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση. Μια αξιοσημείωτη προσέγγιση που σχεδιάστηκε από τον Kuhlenschmidt φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Σκοπός είναι να αναπτυχθεί ένα σύστημα απορρόφησης που να χρησιμοποιεί εργαζόμενο μέσο που να βασίζεται σε απορροφητικό μέσο άλατος, ικανό να λειτουργήσει σε χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποιητή και αερόψυκτο απορροφητή. Αυτό το σύστημα χρησιμοποιεί δύο ατμογεννήτριες όμοιες με αυτές που χρησιμοποιεί ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης. Όμως σε αντίθεση με ένα συμβατικό διβάθμιο σύστημα απορρόφησης, ο χαμηλής πίεσης ατμός του ψυκτικού υγρού από τη δεύτερη ατμογεννήτρια χρησιμοποιείται ως κινούν ρευστό για τον ψεκαστήρα που ψεκάζει ψυκτικό ατμό από τον ατμοποιητή. Ο ψεκαστήρας εκτονώνεται στον απορροφητή, προκαλώντας έτσι αύξηση της πίεσης του απορροφητή κατά ένα επίπεδο μεγαλύτερο από τη πίεση του ατμοποιητή. Ως εκ τούτου, η συγκέντρωση του διαλύματος μέσα στον

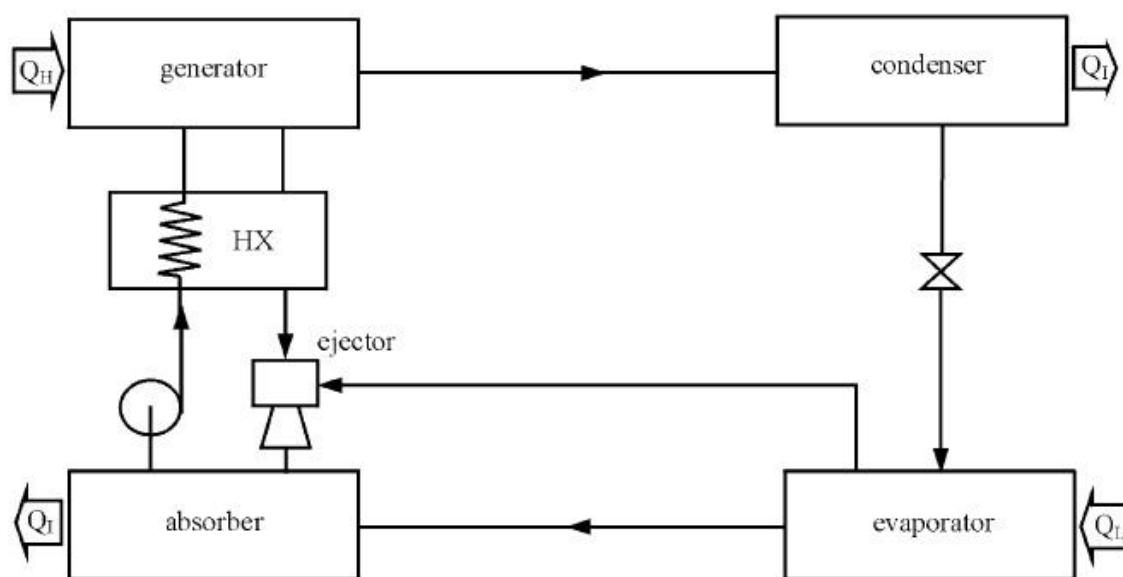
απορροφητή μπορεί να αποτρέψει την κρυσταλλοποίηση όταν το σύστημα πρέπει να λειτουργήσει με χαμηλή θερμοκρασία ατμοποιητή ή με υψηλή θερμοκρασία απορροφητή (όπως σε μια αερόψυκτη μονάδα). Μπορεί να σημειωθεί ότι δεν υπάρχει συμπυκνωτής στο σύστημα, καθώς ο ατμός του ψυκτικού υγρού που βρίσκεται σε υψηλή πίεση συμπυκνώνεται στη δεύτερη ατμογεννήτρια και ο ατμός του ψυκτικού υγρού που βρίσκεται σε χαμηλή πίεση χρησιμοποιείται σαν το κινούν ρευστό για τον ψεκαστήρα. Ούτε θεωρητικά ούτε πειραματικά αποτελέσματα είναι διαθέσιμα για αυτό το σύστημα ακόμα. Παρ' όλα αυτά μπορεί κανείς να περιμένει ότι ο COP αυτού του συστήματος δεν θα είναι υψηλότερος από αυτόν ενός μονοβάθμιου συστήματος απορρόφησης. Αυτό συμβαίνει γιατί ένα μέρος του ψυκτικού ατμού πηγαίνει απ' ευθείας στον απορροφητή χωρίς να παράγει ψυκτικό έργο. Επιπλέον ο απορροφητής που χρησιμοποιείται πρέπει να έχει μια πολύ μεγαλύτερη χωρητικότητα απορρόφησης σε σχέση με οποιοδήποτε άλλο σύστημα απορρόφησης με την ίδια ψυκτική ικανότητα.



Εικόνα 4.3.10.1. Ένας τροποποιημένος συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης που δεν περιλαμβάνει συμπυκνωτή.[16]

Μια άλλη προσέγγιση της χρήσης ψεκαστήρα με σύστημα απορρόφησης εισήχθη από τους Chung et al. και Chen και φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Όμοια με τον Kuhlenschmidt , ένας ψεκαστήρας

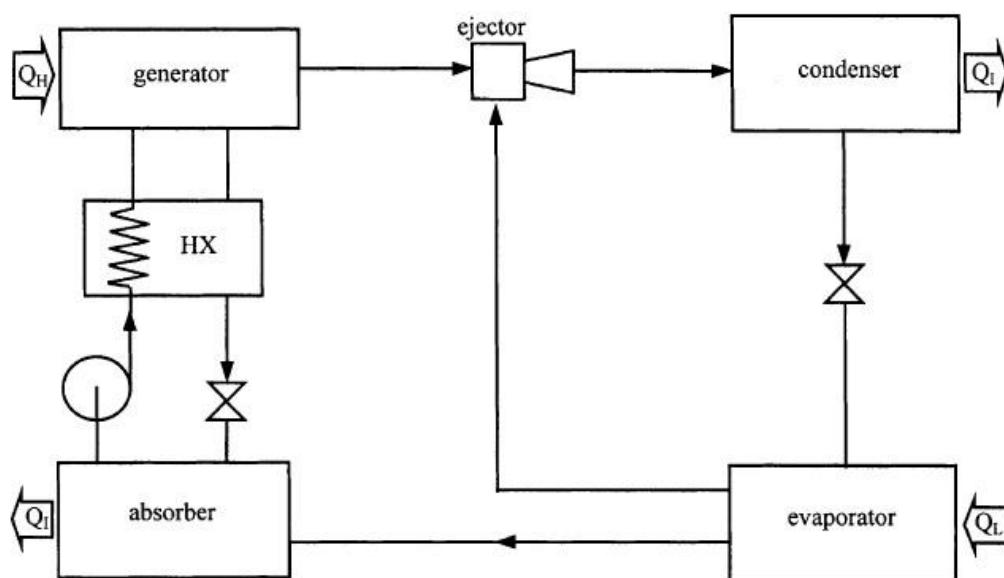
χρησιμοποιείται για να διατηρεί την πίεση του απορροφητή ένα επίπεδο πάνω από την πίεση του ατμοποιητή. Σε αντίθεση με το προηγούμενο σύστημα, το κινούν ρευστό για τον ψεκαστήρα είναι το υψηλής πίεσης υγρό διάλυμα από την ατμογεννήτρια. Γι αυτό το λόγο μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο ψυκτικό υγρό υψηλής πίεσης και πυκνότητας. Αυτό συμβαίνει γιατί ένας ψεκαστήρας που τροφοδοτείται με υγρό δεν είναι κατάλληλος να λειτουργεί με χαμηλής πυκνότητας ατμό όπως του νερού, όπως στην περίπτωση των συστημάτων που χρησιμοποιούν LiBr/νερό. Πειραματικές μελέτες έδειξαν ότι χρησιμοποιώντας DMETEG/R22 και DMETEG/R21 σαν εργαζόμενα μέσα, η αναλογία πίεσης μεταξύ του απορροφητή και του ατμοποιητή ήταν 1.2. Η αύξηση στην πίεση του απορροφητή οδηγεί στο να μειωθεί η κυκλοφορία του διαλύματος χαμηλότερα από αυτή ενός συμβατικού συστήματος κάτω από τις ίδιες συνθήκες. Έτσι, μια βελτίωση στο COP μπορεί να υπάρξει.



Εικόνα 4.3.10.2. Ένα συνδυασμένο σύστημα ψεκαστήρα/απορρόφησης που χρησιμοποιεί DMETEG/R22 και DMETEG/R21 ως εργαζόμενα ρευστά. Το πλούσιο διάλυμα από τη γεννήτρια λειτουργεί ως πρωτεύον ρευστό και ο ψυκτικός ατμός από τον ατμοποιητή ως δευτερεύον ρευστό.[16]

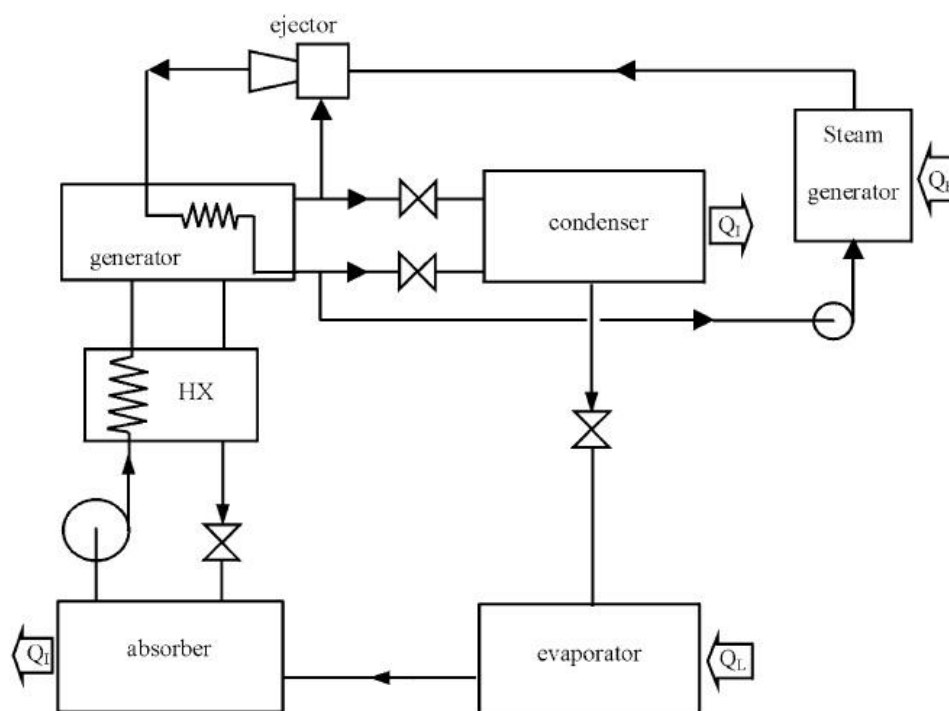
Μια άλλη προσέγγιση που προτάθηκε από τους Aphornratana και Eames φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Ένας ψεκαστήρας τοποθετείται

μεταξύ της ατμογεννήτριας και του συμπυκνωτή ενός μονοβάθμιου συστήματος απορρόφησης. LiBr/ νερό χρησιμοποιείται σαν εργαζόμενο μέσο. Ο ψεκαστήρας χρησιμοποιεί υψηλής πίεσης υδρατμό από την ατμογεννήτρια σαν κινούν υγρό. Έτσι η ατμογεννήτρια λειτουργεί σε μια πίεση υψηλότερη του συμπυκνωτή. Αυτό επιτρέπει στη θερμοκρασία του διαλύματος να αυξηθεί χωρίς κίνδυνο κρυσταλλοποίησης. Αν η θερμοκρασία και η πίεση αυξηθούν ταυτόχρονα, η συγκέντρωση του διαλύματος παραμένει σταθερή και μόνο η θερμότητα εισόδου στην ατμογεννήτρια αυξάνεται ελαφρώς. Ο ψεκαστήρας εισάγει ατμό ψυκτικού υγρού από τον ατμοποιητή και έτσι περισσότερη ψύξη παράγεται. Ο COP αυξάνεται σημαντικά σε σχέση με ένα συμβατικό σύστημα μονοβάθμιας απορρόφησης. Πειραματική διερεύνηση έχει δείξει ότι προκύπτουν υψηλοί COP από 0.86 έως 1.04. Όμως αυτό το σύστημα πρέπει να λειτουργεί με μια υψηλής θερμοκρασίας πηγή θερμότητας (190 °C έως 210 °C) και αποδεκτή θερμοκρασία περιβάλλοντος. Καθώς όμως η θερμοκρασία της ατμογεννήτριας είναι υψηλή μπορεί να υπάρξουν προβλήματα διάβρωσης των υλικών κατασκευής.



Εικόνα 4.3.10.3. Συνδυασμένος κύκλος ψεκαστήρα/απορρόφησης έχει προταθεί από τους Arpornratana and Eames. Υψηλής πίεσης ψυκτικός υδρατμός από την ατμογεννήτρια εισέρχεται στον ψεκαστήρα ως κινούν ρευστό για να μεταφέρει τον ψυκτικό υδρατμό από τον ατμοποιητή.[16]

Η προσέγγιση που προτάθηκε από τους Eames και Wu φαίνεται στην εικόνα 4.3.10.4. Αυτός είναι ένας συνδυασμένος κύκλος μεταξύ μιας αντλίας θερμότητας με ψεκαστήρα ατμού και ενός μονοβάθμιου κύκλου απορρόφησης. Η αντλία θερμότητας προμηθεύει θερμότητα την ατμογεννήτρια του συστήματος απορρόφησης. Ο ψυκτικός ατμός που παράγεται στην ατμογεννήτρια παρασύρεται από τον ψεκαστήρα ατμού και υγροποιείται με τον κινούν ατμό του ψεκαστήρα απορρίπτοντας θερμότητα στο διάλυμα στην ατμογεννήτρια. Σε αυτό το σύστημα το πρόβλημα της διάβρωσης εξαλείφεται καθώς η μέγιστη θερμοκρασία του διαλύματος διατηρείται στους 80 °C. Η θερμότητα τροφοδοσίας (από εξωτερική πηγή) είναι της τάξεως των 200 °C. Ο πειραματικός COP του συστήματος έχει βρεθεί 1.03.

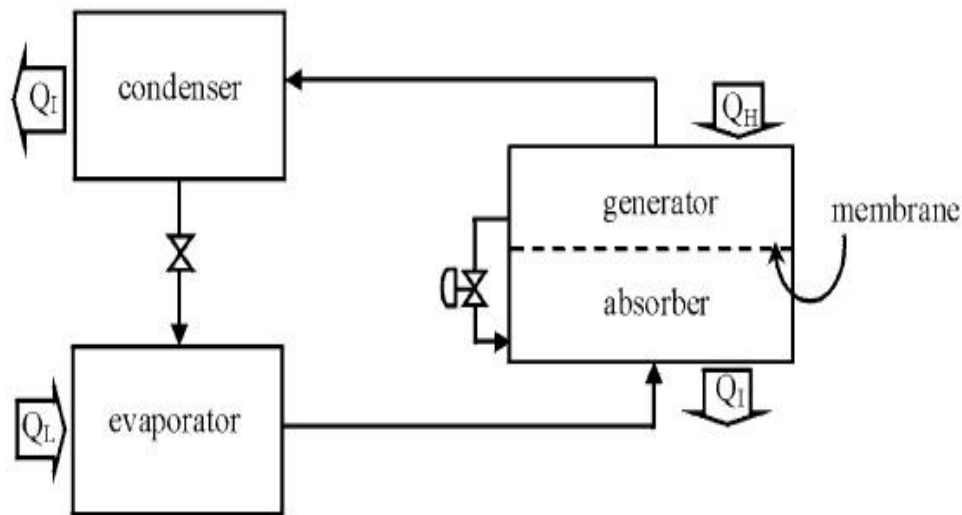


Εικόνα 4.3.10.4. Συνδυασμένος κύκλος που έχει προταθεί από τους Eames και Wu. Η υψηλότερη θερμοκρασία κυκλώματος διαλύματος διατηρείται περίπου στους 80°C. Έτσι, περιορίζεται το πρόβλημα της διάβρωσης.[16]

4.3.11. Κύκλος απορρόφησης με οσμωτική μεμβράνη

Αυτό το σύστημα όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα προτάθηκε από τον Zerweck. Το σύστημα αποτελείται από ένα συμπυκνωτή και ένα ατμοποιητή ως συνήθως. Το πλούσιο ψυκτικό διάλυμα στον απορροφητή και το αραιό ψυκτικό διάλυμα στην ατμογεννήτρια διαχωρίζονται το ένα από το άλλο με τη χρήση μιας οσμωτικής μεμβράνης. Η οσμωτική μεμβράνη επιτρέπει μόνο στο ψυκτικό μέσο να περάσει. Συνεπώς, το ψυκτικό μέσο από τον απορροφητή μπορεί να μεταφερθεί στην ατμογεννήτρια με ένα οσμωτικό διαχωρισμό μέσω της μεμβράνης χωρίς καμία μηχανική αντλία.

Η διαφορά πίεσης μέσα στην ατμογεννήτρια και τον ατμοποιητή εξαρτάται επίσης από τον τύπο της μεμβράνης που χρησιμοποιείται. Συνήθως, η μεμβράνη δεν είναι τέλεια, ο απορροφητής μπορεί να διαχυθεί μαζί με το ψυκτικό μέσο στην ατμογεννήτρια. Συνεπώς, μια βαλβίδα χρειάζεται για να διατηρείται η συγκέντρωση του αραιού διαλύματος στον απορροφητή. Στην πραγματικότητα η μεμβράνη πρέπει να είναι ικανή να αντιμετωπίσει όλες τις συνθήκες λειτουργίας : πίεση, θερμοκρασία και εργαζόμενο μέσο. Η μεμβράνη θα πρέπει να ελαχιστοποιεί τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ της ατμογεννήτριας και του απορροφητή. Επιπλέον, μια βαλβίδα μπορεί να χρειαστεί για να διατηρηθεί η συγκέντρωση του αραιού διαλύματος στον απορροφητή αν η μεμβράνη έχει ατέλειες.



Εικόν

α 4.3.11.1. Ο κύκλος απορρόφησης με οσμωτική μεμβράνη απαιτεί θερμότητα για το διαχωρισμό του ψυκτικού και την παραγωγή διαφοράς πίεσης εντός του συστήματος.[16]

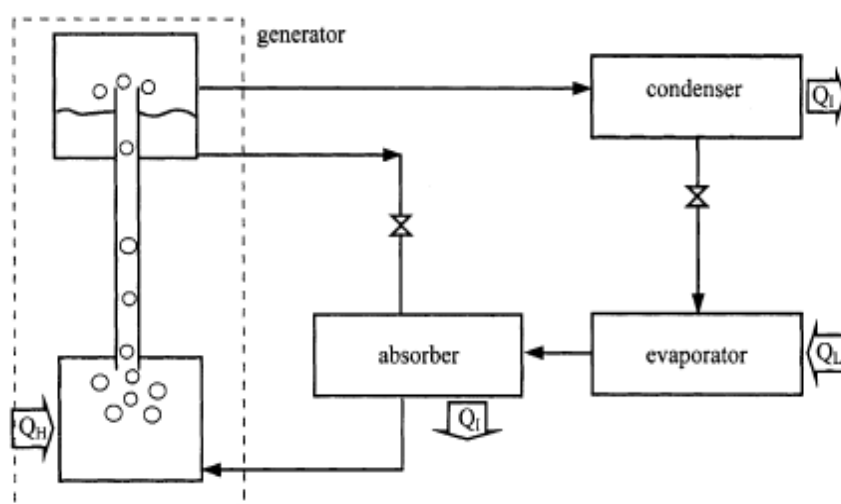
4.3.12. Σύστημα απορρόφησης αυτόνομης κυκλοφορίας με χρήση LiBr/νερού

Ακόμη και αν η πρωταρχική ενέργεια για ένα ψυκτικό σύστημα απορρόφησης είναι με τη μορφή θερμότητας, εξακολουθεί να απαιτείται λίγη ηλεκτρική ενέργεια για την λειτουργία της αντλίας κυκλοφορίας. Υπάρχουν μερικά ψυκτικά συστήματα απορρόφησης που δεν χρειάζονται κάποια αντλία κυκλοφορίας. Σε ένα τέτοιο σύστημα, το εργαζόμενο ρευστό κυκλοφορεί με φυσικό τρόπο λόγω επίδρασης του θερμοσίφωνα που είναι γνωστό ως αντλία φυσαλίδας.

Η Ιαπωνική Yazaki Inc. εισήγαγε ένα σύστημα ψύξης με απορρόφηση αυτόνομης κυκλοφορίας, που βασίζεται σε μονοβάθμιο σύστημα LiBr/νερού. Χρησιμοποιώντας το νερό ως ψυκτικό μέσο, η διαφορά πίεσης μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή είναι πολύ χαμηλή και μπορεί να διατηρείται χρησιμοποιώντας την αρχή της υδροστατικής πίεσης. Το διάλυμα από τον απορροφητή μπορεί να κυκλοφορεί στην ατμογεννήτρια από μια αντλία φυσαλίδας. Το φτωχό διάλυμα επιστρέφει με τη βοήθεια της βαρύτητας πίσω στον απορροφητή. Ένα σχηματικό διάγραμμα αυτού του συστήματος φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Λόγω επίδρασης της ανλίας φυσαλίδας, το διάλυμα θερμαίνεται και κυκλοφορεί την ίδια στιγμή. Ο Smith και ο Khahra

διεξήγαγαν μία μελέτη των επιδόσεων του ψύκτη απορρόφησης CH-900-B Yazaki με ψυκτικό μέσο το νερό, ο οποίος λειτουργεί με αέριο προπανίου.

Ο Eriksson και ο Jernqvist, ανέπτυξαν έναν 10 kW αυτόνομης κυκλοφορίας μετατροπής θερμότητας χρησιμοποιώντας NaOH/νερό. Λόγω της μεγάλης διαφοράς πίεσης και θερμοκρασίας μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή, ο απορροφητής και ο ατμοποιητής βρίσκονται στα 7 και 10 μέτρα πιο κάτω από τον συμπυκνωτή και την ατμογεννήτρια, αντίστοιχα. Το πιο χαμηλό από το πιο υψηλό σημείο αυτής της μηχανής είναι 14 μέτρα που ισοδυναμεί με τη διαφορά πίεσης 1 bar εντός του συστήματος.



Εικό

να 4.3.12.1. Στο διάγραμμα φαίνεται η αντλία φυσαλίδας σε ένα μοντέλο ατμογεννήτριας. Η πρόσδωση θερμότητας στην ατμογεννήτρια χρησιμοποιείται και για την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου και για την ατμοποίηση του ψυκτικού.[16]

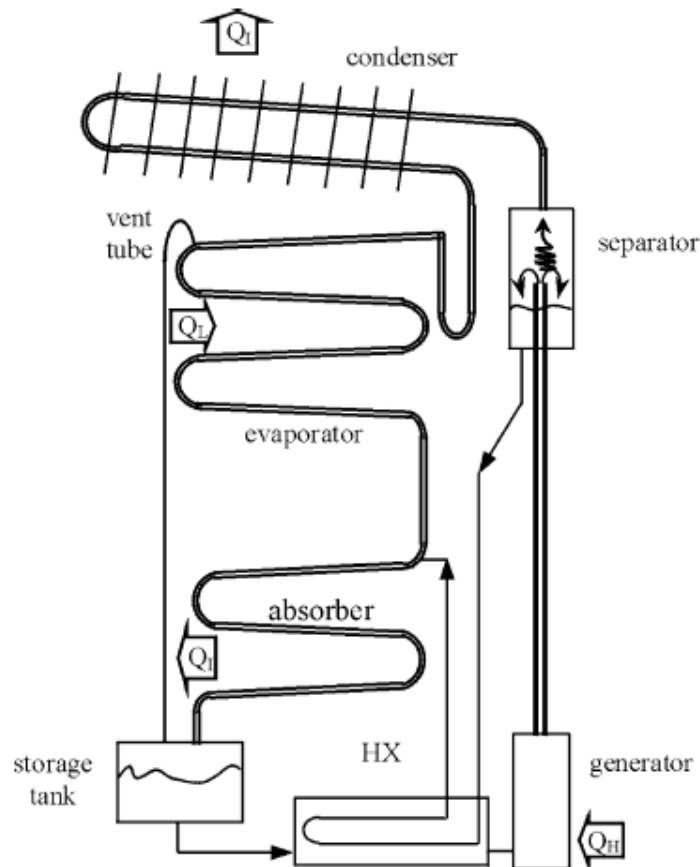
4.3.13. Ψυκτικό σύστημα διάχυσης απορρόφησης (DAR)

Το DAR είναι ένας άλλος τύπος συστήματος απορρόφησης με αυτόνομη κυκλοφορία που χρησιμοποιεί νερό/ NH_3 . Η NH_3 είναι το εργαζόμενο μέσο, ενώ η διαφορά πίεσης μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή είναι πολύ μεγάλη για να αντιμετωπιστεί από την αντλία φυσαλίδας. Η ιδέα του DAR προτάθηκε από τους Platen και Munters, φοιτητές στο Royal Institute of Technology της Στοκχόλμης. Η παρακάτω

εικόνα δείχνει ένα σχηματικό διάγραμμα αυτού του συστήματος. Ένα βοηθητικό αέριο προσδίδεται στον ατμοποιητή και τον απορροφητή. Επομένως, δεν υπάρχει διαφορά στην πίεση και δεν χρειάζεται αντλία φυσαλίδας. Η ψυκτική επίδραση λαμβάνεται με βάση την αρχή της μερικής πίεσης. Επειδή το βοηθητικό αέριο προσδίδεται στον ατμοποιητή και τον απορροφητή, η μερική πίεση της αμμωνίας τόσο στον ατμοποιητή όσο και στον απορροφητή διατηρείται αρκετά χαμηλή ώστε να ανταποκρίνεται με τη θερμοκρασία που απαιτείται στο εσωτερικό του ατμοποιητή. Το βοηθητικό αέριο πρέπει να είναι μη συμπυκνώσιμο όπως το υδρογόνο και το ήλιο.

Μια εξαιρετική δυνατότητα αυτού του συστήματος είναι ότι μπορεί να λειτουργήσει σε χώρους όπου δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλεκτρική ενέργεια. Έχει χρησιμοποιηθεί για μεγάλο χρονικό διάστημα σε οικιακά ψυγεία. Δεν περιέχει κινητά μέρη, πράγμα που σημαίνει ότι δεν χρειάζεται συντήρηση και παράγει μικρότερο θόρυβο κατά τη λειτουργία του. Ωστόσο, στα παραδοσιακά μοντέλα, η ψυκτική του ικανότητα είναι πολύ μικρή, λιγότερο από 50 W. Με την ψυκτική αυτή ικανότητα, είναι κατάλληλο να χρησιμοποιηθεί ως ψυγείο σε δωμάτιο ξενοδοχείου ή σε οχήματα αναψυχής και δεν επαρκεί για εφαρμογές ψύξης χώρων.

Έχουν πραγματοποιηθεί τροποποιήσεις του παραδοσιακού μοντέλου όπως για παράδειγμα η ενίσχυση της απόδοσης του λέβητα, αλλάζοντας το βοηθητικό αέριο σε ήλιο. Το αρχικό DAR χρησιμοποιεί το υδρογόνο ως βοηθητικό αέριο. Είναι γνωστό πως το υδρογόνο μπορεί να προκαλέσει κίνδυνο, εάν υπάρξει διαρροή. Το ήλιο είναι ένα εναλλακτικό βοηθητικό αέριο που παρουσιάστηκε για να αντικαταστήσει το υδρογόνο.



Εικόνα 4.3.13.1. Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη απορρόφησης διάχυσης (DAR). Αυτή η διάταξη έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως ως οικιακό ψυγείο καθώς δεν χρειάζεται ηλεκτρική ενέργεια για την λειτουργία του. NH_3 / νερό /βοηθητικό αέριο προσδίδεται στη μηχανή ως εργαζόμενο μέσο.[16]

4.4. Ανάγκη για την περαιτέρω ανάπτυξη στην ψύξη με απορρόφηση

Η ηλιακή ψύξη με απορρόφηση έχει την προοπτική να παίξει σημαντικό ρόλο στην βελτίωση της ήδη εγκατεστημένης επιφάνειας ηλιακών θερμικών συλλεκτών όπως επίσης συνεισφέρει στις απαιτήσεις στον κτιριακό τομέα, ο οποίος είναι ένας σημαντικός ενεργειακός τομέας για τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Ωστόσο, ακόμα και σήμερα υπάρχουν κάποιοι περιορισμοί για τους ψύκτες απορρόφησης που μπορεί να ανακόψουν την περαιτέρω ανάπτυξη τους:

- Πολύ υψηλό κόστος για τους ψύκτες απορρόφησης κυρίως σε μικρού εύρους ενέργεια , εφαρμογές όπως είναι οι κτιριακές. Συνήθως το μεγαλύτερο μέρος του κόστους πιστεύεται ότι ανήκει στους ηλιακούς συλλέκτες αλλά αυτό δεν ισχύει πάντα.

- Έλλειψη εμπορικής διαθεσιμότητας ψυκτών απορρόφησης κατάλληλων για ηλιακές εφαρμογές(με τροφοδοσία ζεστού νερού) στην κλίμακα ενέργειας του κτιριακού τομέα κυρίως για τις μικρότερες εφαρμογές σε σπίτια μιας οικογένειας.

- Η αναγκαιότητα ψυκτικών πύργων για την αποθήκευση της υπόλοιπης ενέργειας στις περισσότερες εφαρμογές. Θα ήταν επιθυμητό, ιδίως σε μικρότερες εφαρμογές, να μη χρειαζόταν αυτός ο επιπλέον εξοπλισμός με τα επιπλέον κόστη, την κατανάλωση ενέργειας και την γενικότερη πολυπλοκότητα της κατασκευής.

- Περιορισμένη ικανότητα για αντίστροφη λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης ως αντλία θερμότητας στην περίοδο της θέρμανσης, που θα επέτρεπε την χρήση του ίδιου εξοπλισμού στην ψύξη και στην θέρμανση βελτιώνοντας την οικονομική απόδοση.

- Έλλειψη ακριβούς χαρακτηρισμού της πειραματικής λειτουργίας του ψύκτη σε συνθήκες σχεδιασμού και λειτουργίας υπό μερικό φορτίο. Διαφορετικά από άλλες κοινές χρήσεις οι ψύκτες απορρόφησης σε ηλιακές εφαρμογές λειτουργούν υπό διάφορες συνθήκες μακριά από το σημείο σχεδιασμού, σε μερικό φορτίο ακόμα και σε αιφνίδιες μεταβολές της τάσης.

5. Ψύκτης απορρόφησης BCT-16

5.1. Περιγραφή συστήματος BCT-16

Ο ψύκτης απορρόφησης που μελετάμε είναι ένας διβάθμιος, παράλληλης ροής ψύκτης που χρησιμοποιεί ως ψυκτικό μέσο νερό και ως διάλυμα βρωμιούχο λίθιο (LiBr), ενώ η θερμότητα που είναι αναγκαία για τη λειτουργία του παρέχεται από ένα καυστήρα φυσικού αερίου. Ο ψύκτης έχει ψυκτική ικανότητα 16kW.

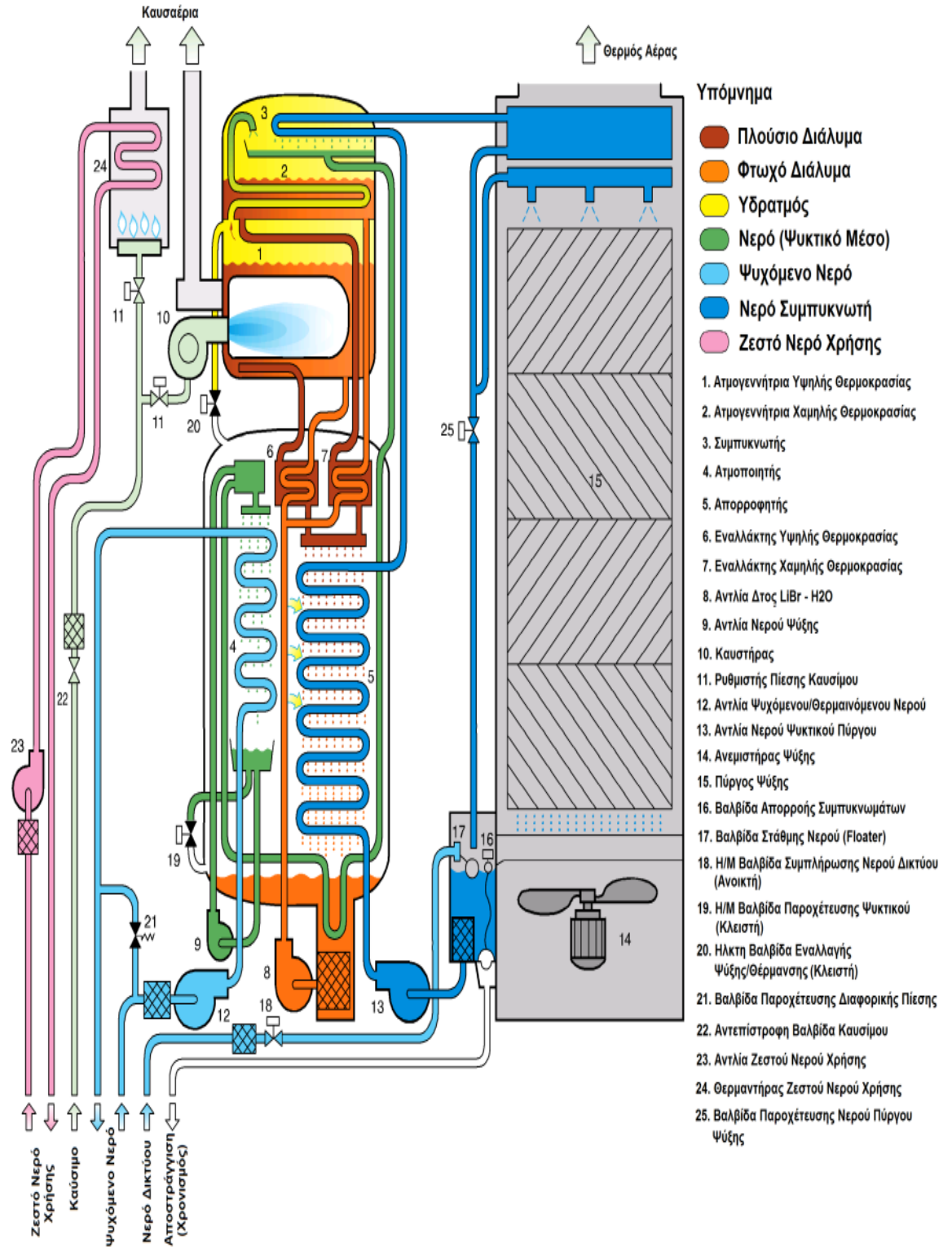
Στις εικόνες φαίνεται ο ψύκτης απορρόφησης που έχει εγκατασταθεί από το εργαστήριο εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής του ΕΜΠ.



Εικόνα 5.1.1. Ψύκτης απορρόφησης BCT-16 εγκαταστημένος στο εργαστήριο εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής του ΕΜΠ.

Η παροχή του ψυχόμενου νερού και η επιστροφή του, η παροχή καυσίμου, η παροχή ρεύματος και το νερό του δικτύου συνδέονται με τον ψύκτη

κάτω αριστερά. Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζεται το σχηματικό διάγραμμα ροής του ψύκτη.



Εικόνα 5.1.2. Σχηματικό διάγραμμα ροής ψύκτη απορρόφησης BCT-16.

Ο παραπάνω ψύκτης απορρόφησης αποτελείται από 5 κύρια και 3 δευτερεύοντα στοιχεία μεταφοράς θερμότητας, 3 αντλίες, τον πύργο ψύξης, τον καυστήρα, ένα θερμαντήρα ζεστού νερού χρήσης, μία συσκευή αυτόματης απαγωγής αερίων, συμπυκνωμάτων και τις υπόλοιπες αναγκαίες βαλβίδες και στοιχεία σωληνώσεων. Πιο συγκεκριμένα, τα 5 κύρια στοιχεία είναι :

- ο ατμοποιητής, ένας εναλλάκτης θερμότητας δύο φάσεων με αντιρροή
- ο απορροφητής, ένας εναλλάκτης θερμότητας και μάζας δύο φάσεων με αντιρροή
- η ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας, ένας διφασικός εναλλάκτης θερμότητας
- η ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας, ένας διφασικός εναλλάκτης θερμότητας
- ο συμπυκνωτής, ένας εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής

Τα τρία δευτερεύοντα στοιχεία είναι :

- ο εναλλάκτης υψηλής θερμοκρασίας, ένας μονοφασικός εναλλάκτης θερμότητας με αντιρροή
- ο εναλλάκτης χαμηλής θερμοκρασίας, ένας μονοφασικός εναλλάκτης θερμότητας με αντιρροή
- ο εναλλάκτης παράκαμψης του ψυκτικού μέσου, ένας μονοφασικός εναλλάκτης θερμότητας

Οι τρεις αντλίες είναι :

- η αντλία διαλύματος, μία μεταβλητής ταχύτητας αντλία
- η αντλία ψυχόμενου νερού, μία σταθερής ταχύτητας αντλία

- η αντλία νερού ψύξης, μία σταθερής ταχύτητας αντλία

Ο πύργος ψύξης περιλαμβάνει :

- την κατακόρυφη στήλη αντισροής με πλάκες, ένας διφασικός εναλλάκτης θερμότητας και μάζας
- την αντλία νερού ψυκτικού πύργου, σταθερής ταχύτητας
- τον ανεμιστήρα ψύξης, τριών ταχυτήτων

Ο θερμαντήρας ζεστού νερού χρήσης περιλαμβάνει:

- την αντλία ζεστού νερού
- το ρυθμιστή πίεσης καυσίμου

Τα υπόλοιπα αναγκαία μέρη περιλαμβάνουν:

- τον καυστήρα φυσικού αερίου
- τη συσκευή αυτόματης απαγωγής αερίων
- τις αναγκαίες βαλβίδες, ακροφύσια ψεκασμού και στοιχεία σωληνώσεων.

5.2. Διάγραμμα ροής του BCT-16

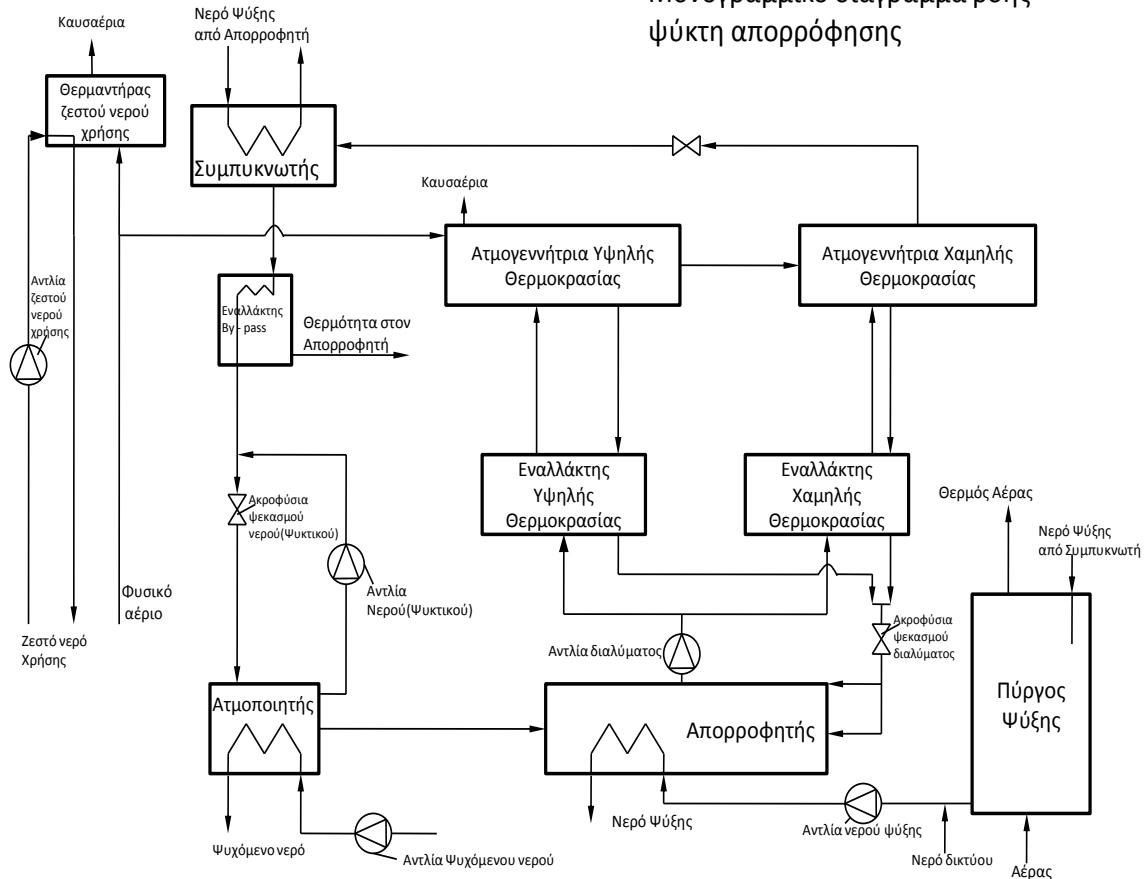
Ο ψύκτης που μελετάμε είναι ένας διβάθμιος, παράλληλης ροής ψύκτης νερού-LiBr που χρησιμοποιεί ως πηγή θερμότητας φυσικό αέριο, το οποίο παρέχεται από έναν καυστήρα φυσικού αερίου εντός της διάταξης.

Κατά τη λειτουργία του ψύκτη, το ψυκτικό μέσο (νερό) απορροφά, με την ατμοποίηση του σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία, θερμότητα από το νερό που θέλουμε να ψύξουμε. Καθώς το ψυκτικό μέσο ατμοποιείται, εισέρχεται στον απορροφητή, όπου εκεί ψεκάζεται με πλούσιο διάλυμα LiBr - παράγεται έτσι το φτωχό (πιο αραιό) διάλυμα

LiBr και απελευθερώνεται θερμότητα η οποία δεσμεύεται από το νερό ψύξης. Το φτωχό τώρα διάλυμα LiBr, μέσω μιας αντλίας διαλύματος οδηγείται, αφού διαχωριστεί σε δύο ίσα περίπου ρεύματα και προθερμανθεί στους εναλλάκτες υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας, στις αντίστοιχες ατμογεννήτριες. Εκεί, έχοντας υψηλή πίεση, προσδίδουμε στο φτωχό διάλυμα και θερμότητα, μέσω του καυστήρα φυσικού αερίου, και έτσι διαχωρίζεται ο υδρατμός από το LiBr και οδηγείται στο συμπυκνωτή σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Το πλούσιο πλέον διάλυμα LiBr οδηγείται και πάλι στον απορροφητή σε χαμηλή πίεση, αφού περάσει από τους εναλλάκτες θερμότητας και εκτονωθεί στη βαλβίδα διαλύματος. Από την άλλη μεριά ο υδρατμός υγροποιείται στο συμπυκνωτή προσδίδοντας θερμότητα στο νερό ψύξης. Από εκεί θα οδηγηθεί ξανά στον ατμοποιητή σε χαμηλή πίεση, αφού εκτονωθεί στη βαλβίδα εκτόνωσης του ψυκτικού μέσου και προθερμάνει και το φτωχό διάλυμα LiBr μέσω ενός by pass εναλλάκτη θερμότητας. Στον ατμοποιητή θα ψεκαστεί πάνω στο κύκλωμα του ψυχόμενου νερού, μέσω ακροφύσιων, ώστε να απορροφήσει θερμότητα και να εξατμιστεί. Το μέρος του ψυκτικού μέσου που δεν θα προλάβει να εξατμιστεί, θα συλλεχθεί και θα ξαναοδηγηθεί, μέσω της αντλίας ψυκτικού μέσου, πάλι στα ακροφύσια. Το νερό ψύξης μετά την έξοδό του από το συμπυκνωτή θα οδηγηθεί στον πύργο ψύξης, ώστε να ελαττωθεί η θερμοκρασία του απελευθερώνοντας θερμότητα στο περιβάλλον, και από εκεί, μέσω της αντλίας του συμπυκνώματος, να επανακυκλοφορήσει στον απορροφητή.

Παράλληλα με το κύκλωμα ψύξης του νερού ο συγκεκριμένος ψύκτης έχει τη δυνατότητα να παράγει και ζεστό νερό χρήσης. Γι' αυτό το λόγο διαθέτει ένα ξεχωριστό κύκλωμα, στο οποίο μέσω μιας αντλίας κυκλοφορεί το ζεστό νερό χρήσης. Καίγοντας ένα μέρος καυσίμου μπορούμε να διατηρούμε το νερό στη θερμοκρασία που θέλουμε.

Μονογραμμικό διάγραμμα ροής ψύκτη απορρόφησης



Εικόνα 5.2.1. Μονογραμμικό διάγραμμα ροής ψύκτη απορρόφησης BCT-16

Το κύριο μέρος του ψύκτη αποτελείται από δύο αεροστεγή σφραγισμένα δοχεία: το πάνω δοχείο υψηλής πίεσης και το κάτω χαμηλής πίεσης. Το πάνω δοχείο περιλαμβάνει την ατμογεννήτρια υψηλής πίεσης, την ατμογεννήτρια χαμηλής πίεσης και το συμπυκνωτή. Το κάτω δοχείο περιλαμβάνει τον απορροφητή, τον ατμοποιητή, τον εναλλάκτη παράκαμψης, τον εναλλάκτη υψηλής θερμοκρασίας και τον εναλλάκτη χαμηλής θερμοκρασίας. Η ροή του διαλύματος, του ψυκτικού μέσου και του νερού ψύξης γίνεται με σωλήνες που διεισδύουν από το ένα δοχείο στο άλλο. Το κενό στο κάτω δοχείο ελέγχεται από μια συσκευή αυτόματης εκκαθάρισης αερίων και μια μηχανική αντλία κενού ξεχωριστή από τον ψύκτη. Το ψυχόμενο νερό και το νερό ψύξης κυκλοφορούν με τη βοήθεια μιας αντλίας ψυχόμενου νερού και μιας αντλίας συμπυκνώματος αντίστοιχα. Η ενσωμάτωση του πύργου ψύξης επιτρέπει την

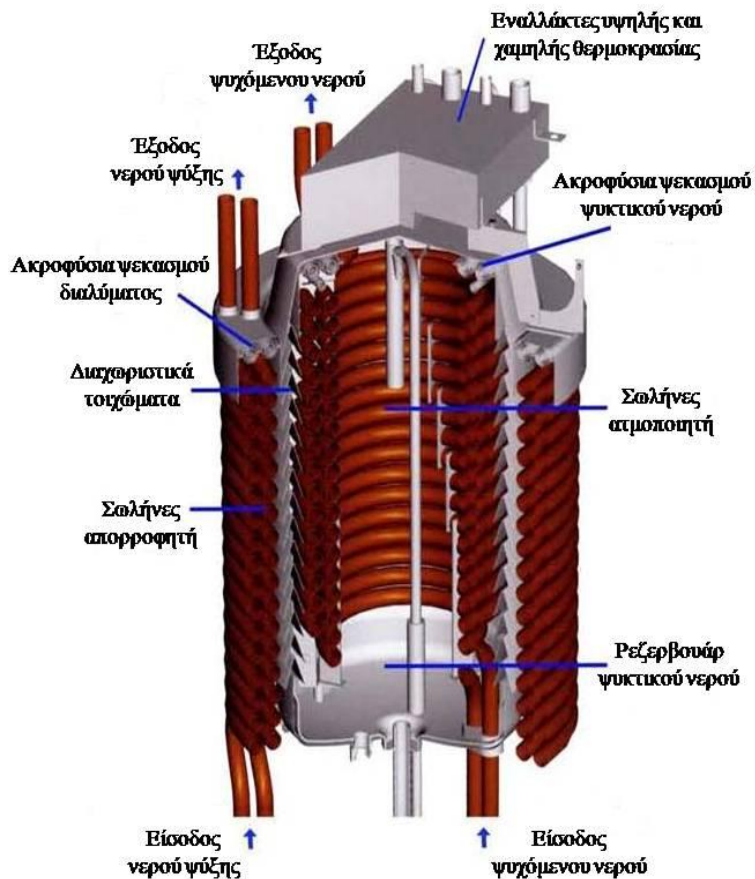
εγκατάσταση του ψύκτη εκεί όπου το νερό ψύξης μπορεί να μην είναι διαθέσιμο.

5.3 Περιγραφή στοιχείων BCT-16 [20]

5.3.1 Ατμοποιητής και αντλία ψυχόμενου νερού

Ο ατμοποιητής του ψύκτη που φαίνεται στην παρακάτω εικόνα, βρίσκεται στο κάτω δοχείο. Η συστοιχία σωλήνων του ατμοποιητή περιλαμβάνει δύο παράλληλους σωλήνες που περιτυλίσσονται 18 φορές από κάτω προς τα πάνω στο δοχείο. Το ψυκτικό νερό διανέμεται εξίσου στους σωλήνες μέσα στο δοχείο από ακροφύσια που ψεκάζουν νερό από το συμπυκνωτή. Το νερό το οποίο δεν εξατμίστηκε στο πρώτο πέρασμα μαζεύεται στον ψυκτικό δίσκο στη βάση του ατμοποιητή και ανακυκλοφορεί από την αντλία ψυκτικού νερού. Το ψυκτικό νερό ατμοποιείται στον ατμοποιητή σε χαμηλή πίεση, περίπου 0.8 - 1.0 kPa , και χαμηλή θερμοκρασία , περίπου 3 - 4 °C. Η ατμοποίηση απορροφά θερμότητα από το ψυχόμενο νερό που ρέει μέσα στο τύλιγμα του ατμοποιητή , ψύχοντας την ροή από τους 14 °C στους 7 °C.

Σε σταθερή ροή των 2 m³/h και πίεσης των 8 m H₂O για να αντιμετωπίσει την απώλεια πίεσης, ο ατμοποιητής λειτουργεί ως διφασικός εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής. Η καύση του φυσικού αερίου στην ατμογεννήτρια έχει προσαρμοστεί για να διατηρεί μια σταθερή στάθμη στο δίσκο του ρεζερβουάρ του ψυκτικού νερού - χαμηλή στάθμη απαιτεί αύξηση του φυσικού αερίου για να παρέχει περισσότερο ψυκτικό.



Εικόνα 5.3.1.1. Διαμόρφωση του κάτω δοχείου της διάταξης.

5.3.2. Απορροφητής και αντλία διαλύματος

Ο απορροφητής, που φαίνεται στην παραπάνω εικόνα, διατηρεί τη χαμηλή πίεση λειτουργίας που απαιτείται στον ατμοποιητή. Αποτελείται από δύο σωλήνες που περιτυλίσσονται από κάτω προς τα πάνω στο δοχείο. Το τύλιγμα περικυκλώνει τον ατμοποιητή αλλά είναι διαχωρισμένο από αυτόν με ένα διαχωριστή Chevron για να εμποδίσει την μεταφορά του ψυκτικού υγρού. Πλούσιο διάλυμα νερού-LiBr διανέμεται εξίσου στους σωλήνες στο τύλιγμα του απορροφητή από ακροφύσια που ψεκάζουν διάλυμα από τις δύο ατμογεννήτριες, αφού έχει ψυχθεί στους εναλλάκτες θερμότητας υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας. Ο ψυκτικός υδρατμός από τον ατμοποιητή διαπερνάει τον Chevron διαχωριστή, εισέρχεται στον απορροφητή και απορροφάται στο διάλυμα νερού-LiBr που ρέει με $5 \text{ m}^3/\text{h}$ στο τύλιγμα. Η θερμότητα που απελευθερώνεται από

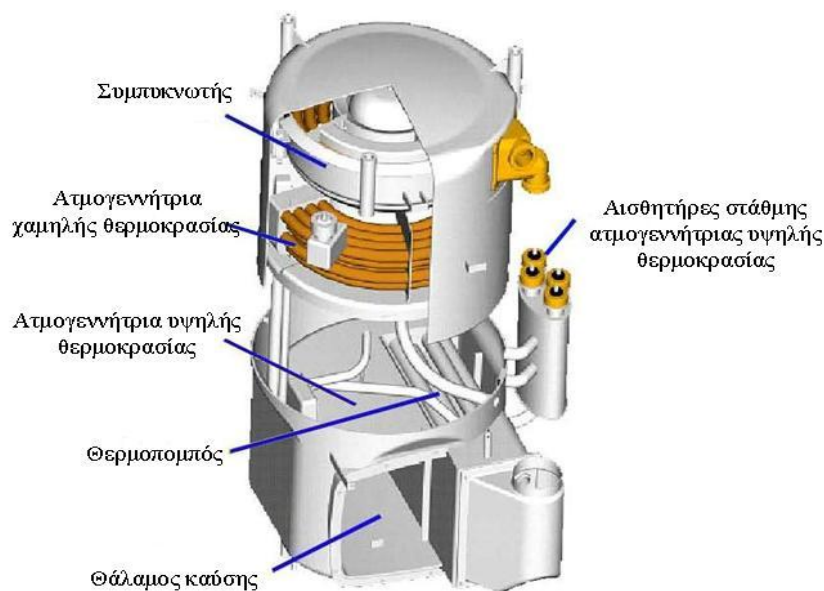
την προσρόφηση του ψυκτικού στο διάλυμα μεταφέρεται στο νερό του συμπυκνωτή(πύργου ψύξης) που ρέει στους σωλήνες του τυλίγματος, αυξάνοντας την θερμοκρασία του κατά 30 °C. Το νερό του συμπυκνωτή οδηγείται στον συμπυκνωτή και έπειτα στον πύργο ψύξης του ψύκτη όπου η απορροφούμενη θερμότητα απορρίπτεται στο περιβάλλον με ατμοποίηση. Το πλούσιο διάλυμα γίνεται φτωχό απορροφώντας τον ψυκτικό υδρατμό. Το φτωχό διάλυμα συλλέγεται στο ρεζερβουάρ διαλύματος στον πυθμένα του δοχείου και οδηγείται εν παραλλήλω, μέσω της αντλίας διαλύματος, στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας και χαμηλής θερμοκρασίας με πίεση περίπου 10 kPa και 100 kPa αντίστοιχα.

5.3.3. Ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας

Το διάλυμα νερού-LiBr, που γίνεται φτωχό όταν απορροφά τον ψυκτικό υδρατμό, οδηγείται, μέσω αντλίας, εν παραλλήλω στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας και στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας. Σε κάθε ατμογεννήτρια, ο ψυκτικός υδρατμός που προστίθεται στο διάλυμα στον απορροφητή, αφαιρείται με ατμοποίηση σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση. Περίπου ίσες ποσότητες του διαλύματος οδηγούνται σε κάθε ατμογεννήτρια, η οποία ελέγχεται από μια συσκευή περιορισμού της ροής μέσα στον σωλήνα μετά την αντλία διαλύματος. Στον καυστήρα της ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας χρησιμοποιείται φυσικό αέριο για να εξατμίσει τον ψυκτικό υδρατμό από το διάλυμα. Η θερμοκρασία και η πίεση του ψυκτικού υδρατμού που παράγεται στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας είναι αρκετά υψηλή για να παράγει μία περίπου ίση ποσότητα ψυκτικού υδρατμού από το διάλυμα στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας που λειτουργεί σε χαμηλότερη θερμοκρασία και πίεση. Αυτό καθιστά τον κύκλο απορρόφησης μία διβάθμια διαδικασία. Η παραγωγή επιπλέον ψυκτικού από μια δοθείσα είσοδο θερμότητας βελτιώνει αισθητά την απόδοση του κύκλου.

Ο σχεδιασμός της ατμογεννήτριας υψηλής θερμοκρασίας διαφέρει ανάλογα με το μέσο θέρμανσης , αέριο ή υγρό, και στην θερμοκρασία. Πολλές μορφές της θερμικής ενέργειας μπορούν να χρησιμοποιηθούν στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας για την λειτουργία του ψύκτη, όπως ο ατμός, ζεστό νερό, καυσαέριο, φυσικό αέριο, πετρέλαιο, και υγραποιημένο αέριο.

Το διάλυμα νερού-LiBr, αφού ξαναγίνει πλούσιο στις ατμογεννήτριες, επιστρέφει στον απορροφητή ελέγχοντας τη ροή έτσι ώστε να διατηρηθεί κατάλληλη στάθμη του υγρού με σκοπό να είναι καλυμμένοι οι σωλήνες στις. Η συχνότητα της αντλίας του διαλύματος προσαρμόζεται έτσι ώστε να καθορίσει μία σταθερή στάθμη στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας.



Εικόνα 5.3.3.1. Διαμόρφωση του πάνω δοχείου της διάταξης.

Και οι δύο ατμογεννήτριες (υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας) χρησιμοποιούν τον υδρατμό ως μέσο θερμότητας και έχουν παρόμοιες λειτουργίες και δομή. Η διαδικασία μεταφοράς της θερμότητας περιλαμβάνει συμπύκνωση μέσα στους σωλήνες και βρασμό στην εξωτερική επιφάνειά τους. Η διαμόρφωση του πάνω δοχείου του ψύκτη απορρόφησης φαίνεται στο παραπάνω σχήμα. Το κυρίως μέρος της ατμογεννήτριας υψηλής θερμοκρασίας είναι ο καυστήρας που βρίσκεται στο χαμηλότερο επίπεδο του πάνω δοχείου. Το φτωχό διάλυμα οδηγείται μέσω αντλίας από το κάτω μέρος της δεξαμενής μέσα στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας, και το πλούσιο διάλυμα εξέρχεται από την ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας από το κάτω μέρος της δεξαμενής και αυτό, αλλά από πιο απόμακρο σημείο. Η έντονη μίξη, αποτέλεσμα του βρασμού μέσα στην ατμογεννήτρια, ελαχιστοποιεί τις διαφορές στην συγκέντρωση στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας. Ενώ εμπλέκεται μεταφορά μάζας όσο το νερό διαχέεται και ατμοποιείται από την διεπαφή του διαλύματος-υδρατμού, η έντονη μίξη ελαχιστοποιεί την αντίσταση της μεταφοράς της μάζας. Συνεπώς, η ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας λειτουργεί ως ένας διφασικός ανακομιστής θερμότητας καλής-μίξης.

5.3.4. Ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας

Η ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας είναι ένας τμηματικός θάλαμος σωλήνων με 14 παράλληλους σωλήνες που περιτυλίσσονται μία φορά. Υδρατμός από την ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας εισέρχεται από την μια μεριά του κάθε παράλληλου σωλήνα, και το συμπύκνωμα εξέρχεται από την άλλη μεριά των σωλήνων και εισέρχεται στον συμπυκνωτή. Η μια μεριά του κάθε σωλήνα συνδέεται με την ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας και η άλλη με τον συμπυκνωτή. Το ψυκτικό νερό και ο υδρατμός από την ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας περνάει μέσα από τους σωλήνες της ατμογεννήτριας χαμηλής θερμοκρασίας και μεταφέρει την θερμότητα του συμπυκνώματος στο διάλυμα που περιβάλλει τον θάλαμο σωλήνων. Το

φτωχό διάλυμα εισέρχεται στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας από την κορυφή - το πλούσιο διάλυμα εξέρχεται από το κάτω μέρος. Ο υδρατμός ψυκτικού εξατμίζεται και το φτωχό διάλυμα γίνεται πλούσιο. Παρόμοια με την ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας, η διαδικασία βρασμού στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας είναι έντονη- το διάλυμα γεμίζει φυσαλίδες. Η συγκέντρωση του διαλύματος στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας είναι επομένως σχεδόν ομοιόμορφη κοντά στις τιμές εξόδου, και η μεταφορά μάζας δεν είναι μια περιορισμένη διαδικασία. Όπως η ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας, έτσι και η ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας λειτουργεί ως ένας διφασικός ανακομιστής θερμότητας καλής-μίξης.

Η ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας έχει χαμηλότερη θερμοκρασία και πίεση βρασμού από την ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας. Σε συνθήκες σχεδιασμού, μία μέτρια πίεση, τυπικά σε μία πίεση κορεσμένου ατμού των 10 kPa, παρέχει θερμοκρασία ατμοποίησης περίπου 45 °C. Η ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας δεν έχει έλεγχο στάθμης διαλύματος όπως η ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας, αλλά η μέγιστη στάθμη διαλύματος μετριέται στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας ώστε να αποφευχθεί η κρυσταλλοποίηση στον εναλλάκτη θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας.

5.3.5. Συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής και η ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας βρίσκονται στο ίδιο δοχείο με την ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας, και λειτουργούν στην ίδια ενδιάμεση πίεση. Το συμπύκνωμα από την ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας εισέρχεται στον συμπυκνωτή που λειτουργεί σε ενδιάμεση πίεση. Ο συμπυκνωτής συμπυκνώνει και τον υδρατμό που παράγεται από το συμπύκνωμα και τον υδρατμό που προέρχεται από την ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας, μεταφέροντας θερμότητα στο νερό του συμπυκνωτή που ρέει μέσα στο

τύλιγμα του συμπυκνωτή. Αυτό το συμπύκνωμα επιστρέφει στον ατμοποιητή.

Ο συμπυκνωτής είναι ένας σπειροειδής χάλκινων σωλήνων θάλαμος με τρεις παράλληλους σωλήνες που περιτυλίσσονται τρεις φορές από κάτω προς τα πάνω. Το νερό του συμπυκνωτή που ρέει από τον απορροφητή εισέρχεται στον συμπυκνωτή από κάτω και εξέρχεται από τον συμπυκνωτή από την κορυφή. Το υγρό που δημιουργήθηκε από την συμπύκνωση του υδρατμού σαν μία μεμβράνη στην επιφάνεια του (θαλάμου σωλήνων) στάζει σε ένα ταψί αποστράγγισης, το οποίο διαχωρίζει τον συμπυκνωτή από την ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας. Ο συμπυκνωτής λειτουργεί σαν ένας διφασικός εναλλάκτης θερμότητας αντιροής.

5.3.6. Εναλλάκτες θερμότητας

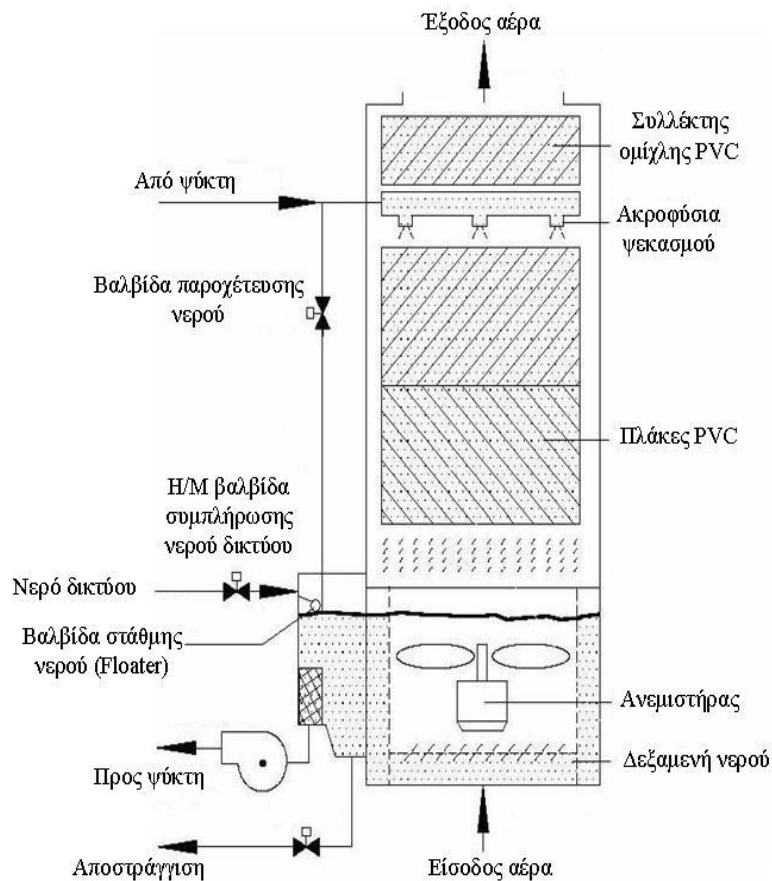
Είναι τα μικρότερα στοιχεία μεταφοράς θερμότητας στον ψύκτη που χρησιμοποιούνται για να ανακτήσουν θερμική ενέργεια μέσω ανταλλαγής θερμότητας ανάμεσα στα ρεύματα ψυκτικού νερού και διαλύματος. Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι μονοφασικοί εναλλάκτες αντιροής που ανακτούν θερμότητα από ένα θερμό ρεύμα ρευστού και την παραδίδουν στο ψυχρό ρεύμα ρευστού. Ο ένας είναι ο εναλλάκτης θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας και ο άλλος είναι ο εναλλάκτης θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Μειώνουν τις απαιτήσεις θερμότητας των ατμογεννητριών και την ψυκτική απαίτηση του απορροφητή. Στον ψύκτη η θερμοκρασία του συμπυκνώματος που εξέρχεται από την ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας είναι αρκετά υψηλή για να χρησιμοποιηθεί ώστε να προθερμάνει το φτωχό διάλυμα από τον εναλλάκτη χαμηλής θερμοκρασίας πριν εισέρθει στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας. Ένας εναλλάκτης θερμότητας ανάμεσα στο ψυκτικό νερό που εξέρχεται από τον συμπυκνωτή και το διάλυμα (που βρίσκεται στον πυθμένα του απορροφητή), που ονομάζεται by-pass εναλλάκτης θερμότητας, αυξάνει την ψύξη στον ατμοποιητή. Σε

αυτόν, το υγρό ψυκτικό που έχει συμπυκνωθεί στον συμπυκνωτή απελευθερώνει μία μικρή ποσότητα θερμότητας στο φτωχό διάλυμα στον απορροφητή.

5.3.7 Πύργος ψύξης

Ο πύργος ψύξης χρησιμοποιείται ευρέως για να αποβάλλει την θερμότητα από ένα σύστημα ψύξης με νερό στο περιβάλλον. Ο συγκεκριμένος ψύκτης απορρόφησης έχει ενσωματωμένο πύργο ψύξης, που φαίνεται στην επόμενη εικόνα. Ο συμπαγής σχεδιασμός του διευκολύνει την εγκατάσταση και την λειτουργία του ψύκτη. Το νερό του συμπυκνωτή στον ψύκτη ρέει σε σειρά μέσω του απορροφητή, τον συμπυκνωτή, και έπειτα μέσω του πύργου ψύξης. Αυτός ο τρόπος προβλέπει σε μία ελάχιστη θερμοκρασία λειτουργίας στον απορροφητή, που απαιτείται για να επιτύχουμε μία χαμηλή θερμοκρασία ψυχόμενου νερού - η μεγάλη ροή στον απορροφητή και τον συμπυκνωτή προβλέπει σε υψηλούς συντελεστές μεταφοράς θερμότητας αυτών των εξαρτημάτων. Το νερό ανακυκλοφορίας του συμπυκνωτή ρέει προς τα κάτω στις κατακόρυφες πλάκες και έρχεται σε επαφή με αέρα περιβάλλοντος αντιρροής.

Ατμοποίηση ενός μικρού μέρους του νερού που ρέει προς τα κάτω στον πύργο ψύξης, μειώνει την θερμοκρασία του, ενώ νερό δικτύου προστίθεται στον πύργο ψύξης αντικαθιστώντας το νερό που ατμοποιήθηκε. Η θερμοκρασία του αέρα επίσης μειώνεται, αλλά η υγρασία αυξάνεται αισθητά. Συνεπώς, ο πύργος ψύξης λειτουργεί σαν ένας διφασικός εναλλάκτης θερμότητας και μάζας αντιρροής.



Εικόνα 5.3.7.1. Πύργος ψύκτη απορρόφησης BCT-16

Όπως φαίνεται στην παραπάνω εικόνα, ο πύργος ψύξης που είναι συνδεδεμένος στον ψύκτη περιλαμβάνει ακροφύσια που ψεκάζουν, κατακόρυφες PVC πλάκες, ένα PVC συλλέκτη ομίχλης, μία δεξαμενή νερού του συμπυκνωτή, μία αντλία νερού του συμπυκνωτή, μία βαλβίδα παροχέτευσης νερού του πύργου ψύξης, ανεμιστήρα ψύξης, την βαλβίδα στάθμης του νερού (Floater) και την βαλβίδα απορροής συμπυκνωμάτων. Τα κυρίως εξαρτήματα του πύργου ψύξης είναι οι κατακόρυφες PVC πλάκες (ένα μέσο μεταφοράς θερμότητας και μάζας), οι οποίες αυξάνουν την επαφή επιφανείας του νερού/αέρα αλλά και την διάρκεια της επαφής. Αυτές είναι κατανομημένες με εναλλασσόμενες μπάρες εγκατεστημένες κάτω από τα ακροφύσια εκεί από όπου περνάει ο αέρας. Σε συνθήκες σχεδιασμού, το νερό του πύργου ψύξης διανέμεται από την κορυφή του πύργου μέσω των ακροφυσίων σε θερμοκρασία των 35.5 °C. Η ταχύτητα

του ανεμιστήρα του πύργου ψύξης μεταβάλλεται ώστε να διατηρήσει την παροχή του νερού του πύργου ψύξης στους 30 °C.

5.3.8. Σύστημα υποπίεσης(κενού)

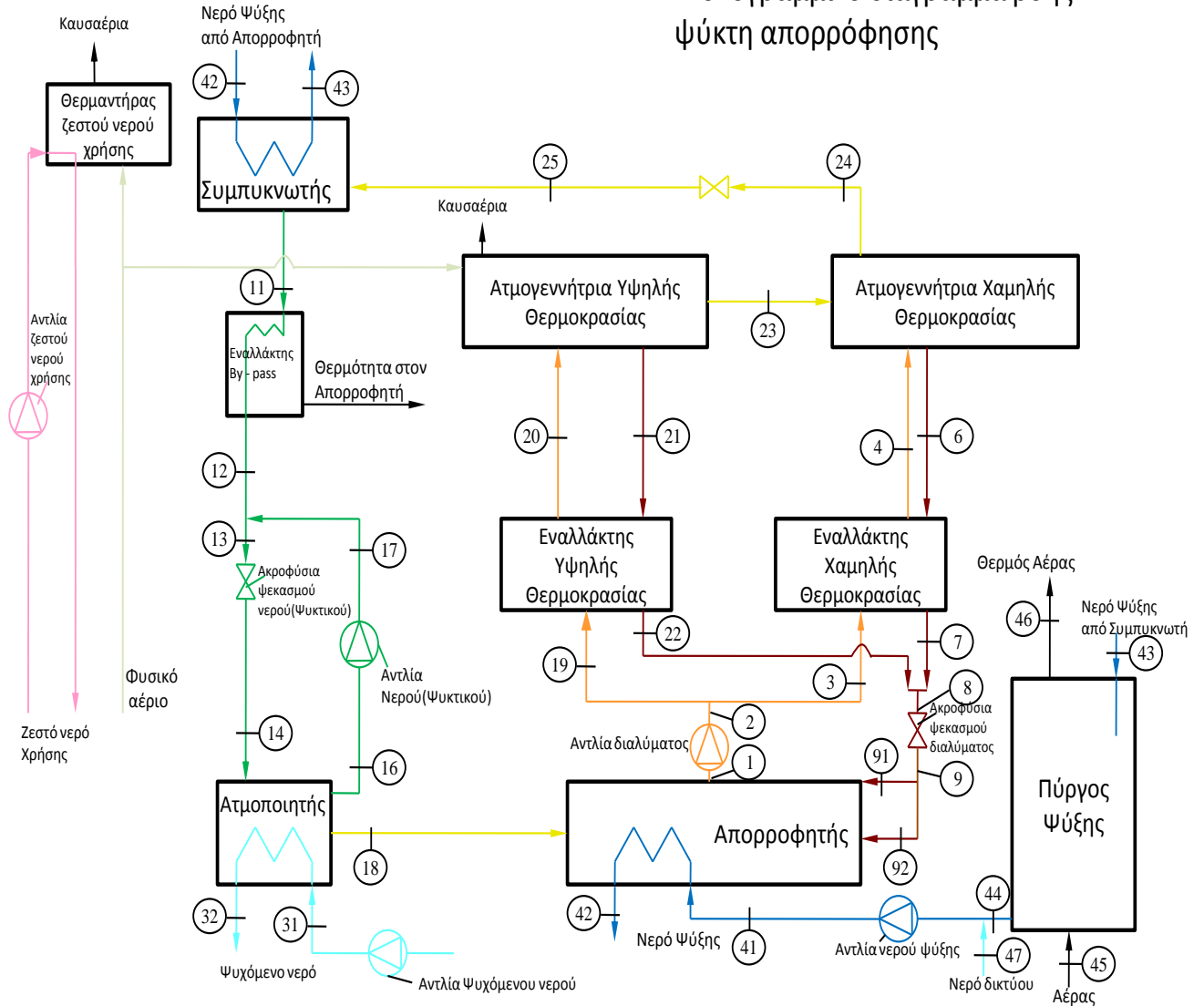
Ο ατμοποιητής και ο απορροφητής βρίσκονται σε πίεση σημαντικά χαμηλότερη από την ατμοσφαιρική και έτσι αέρας μπορεί να διαρρεύσει μέσα στον ψύκτη απορρόφησης. Επίσης διάβρωση μπορεί να προκύψει στον ψύκτη, παράγοντας ένα άλλο ασυμπύκνωτο αέριο, το υδρογόνο (H₂). Ο αέρας και άλλα ασυμπύκνωτα αέρια στον ατμοποιητή και τον απορροφητή μπορούν να μειώσουν σοβαρά το ποσοστό της διαδικασίας μεταφοράς θερμότητας και μάζας εκεί και συνεπώς να μειώσουν τη συνολική ψυκτική ικανότητα του ψύκτη. Ένα κατάλληλο μέσο για την αφαίρεση των μη συμπυκνώσιμων αερίων είναι απαραίτητο για τη λειτουργία των ψυκτών απορρόφησης μικρής κλίμακας.

Ο ψύκτης έχει εφοδιαστεί με μια αυτόματη συσκευή απαλλαγής αερίων για να αφαιρούνται συνεχώς τα μη συμπυκνώσιμα αέρια από τον απορροφητή και τον ατμοποιητή και να διατηρείται η απαραίτητη χαμηλή πίεση. Η χαμηλή πίεση μπορεί να διατηρείται μέσω της αυτόματης συσκευής απαλλαγής αερίων ή και από περιοδική μηχανική αφαίρεση με εκκένωση. Το πλεονέκτημα από τη χρήση της αυτόματης συσκευής απαλλαγής αερίων είναι ότι τα μη συμπυκνώσιμα αέρια αφαιρούνται συνεχώς από τον ατμό του ψυκτικού μέσου, έτσι ώστε η πίεση στο δοχείο του απορροφητή και του ατμοποιητή να παραμένει σταθερή μέχρι ο θάλαμος αποθήκευσης να γεμίσει. Τα μη συμπυκνώσιμα αέρια που παράγονται στο πάνω δοχείο (στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας και στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας) είναι δύσκολο να αφαιρεθούν με την αυτόματη συσκευή απαλλαγής αερίων. Ακόμη και αν εγκατασταθεί μια αυτόματη μονάδα απαλλαγής για το σκοπό αυτό, μηχανική αφαίρεση με εκκένωση ακόμη απαιτείται για να εξαλειφθούν τα μη συμπυκνώσιμα αέρια από το θάλαμο αποθήκευσης και το πάνω δοχείο.

5.4. Περιγραφή ισολογισμού BCT-16

5.4.1 Περιγραφή ισολογισμού ενέργειας και μάζας

Μονογραμμικό διάγραμμα ροής ψύκτη απορρόφησης



- Πλούσιο Διάλυμα
- Φτωχό Διάλυμα
- Υδρατμός
- Νερό (Ψυκτικό Μέσο)
- Ψυχόμενο Νερό
- Νερό Συμπυκνωτή
- Ζεστό Νερό Χρήσης
- Φυσικό Αέριο

Στον ενεργειακό ισολογισμό της παραπάνω διάταξης ξεκινάμε από τον ατμοποιητή. Πιο συγκεκριμένα από την (ανα)κυκλοφορία του ψυκτικού μας μέσου που είναι το νερό. Γνωρίζουμε την μάζα του νερού που γίνεται κορεσμένος ατμός (σημείο 18) καθώς και την αναλογία του ψυκτικού που διαχωρίζεται σε κορεσμένο νερό (σημείο 16) και σε κορεσμένο ατμό. Από αυτά βρίσκουμε την συνολική μάζα του ψυκτικού (σημείο 14) και την μάζα του κορεσμένου νερού που δεν ατμοποιήθηκε.

Ακόμα, γνωρίζουμε την μάζα του ψυχόμενου νερού που θα χρησιμοποιήσουμε στον ατμοποιητή (σημεία 31 , 32) καθώς και τις θερμοκρασίες αυτών. Έτσι, από το ισοζύγιο ενέργειας που εφαρμόζουμε στον ατμοποιητή μπορούμε εύκολα να βρούμε την ισχύ που καταναλώνει. Στη συνέχεια, με δεδομένη την πίεση που επικρατεί (χαμηλή πίεση) και τις ενθαλπίες των σημείων 16 και 18 (ως κορεσμένο νερό και κορεσμένος ατμός), με τη βοήθεια της ισχύς του ατμοποιητή βρίσκουμε την ενθαλπία του σημείου 14, η οποία θα είναι ίδια με την ενθαλπία στο σημείο 13. Στο σημείο 13 θα είναι ίδια και η μάζα με αυτή του σημείου 14, όμως επικρατεί διαφορετική πίεση (μέση πίεση) και έτσι μπορούμε να βρούμε τη θερμοκρασία του. Η μάζα στο σημείο 14 θα είναι η μάζα που προέρχεται από το συμπυκνωτή μαζί με τη μάζα της ανακυκλοφορίας. Όμως, η μάζα του σημείου 14 θα είναι ίση με αυτήν που εξέρχεται από την ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας, δηλαδή τη μάζα στο σημείο 24. Αυτή έχει υπολογιστεί ως το άθροισμα των μαζών της ατμογεννήτριας υψηλής θερμοκρασίας (σημείο 23) και αυτής που ρέει από τον απορροφητή μέσω του εναλλάκτη χαμηλής θερμοκρασίας (σημείο 4), μείον τη μάζα του διαλύματος που διαχωρίζεται στην ατμογεννήτρια , δηλαδή στο σημείο 6. Οι μάζες των σημείων αυτών είναι γνωστές.

Έπειτα, συνεχίζουμε τον ισολογισμό μας με την αντλία ανακυκλοφορίας του ψυκτικού νερού. Έχοντας ήδη βρει τη μάζα του κορεσμένου νερού (σημείο 16) και γνωρίζοντας τον ειδικό όγκο (η θερμοκρασία στο σημείο αυτό είναι ίδια με αυτή του σημείου 18 που είναι ο κορεσμένος ατμός), βρίσκουμε το έργο της αντλίας. Οπότε στο σημείο 17 θα έχουμε ,λόγω αντλίας, λίγο μεγαλύτερη ενθαλπία από αυτή του

σημείου 16. Τώρα, από τον ενεργειακό ισολογισμό στο συνδυαστή του ψυκτικού (σημείο 13) βρίσκουμε την ενθαλπία του σημείου 12. Ακόμα, με γνωστή την ενθαλπία και την πίεση (μέση πίεση) του σημείου 12, υπολογίζουμε και τη θερμοκρασία του.

Έχουμε ήδη υπολογίσει τη μάζα και την ενθαλπία στο σημείο 13. Αυτό, θα μας βοηθήσει να κάνουμε το ισοζύγιο στον by-pass εναλλάκτη της διάταξης μας. Στο σημείο 11 έχουμε κορεσμένο νερό από το συμπυκνωτή και με δεδομένη θερμοκρασία βρίσκουμε την ενθαλπία του. Οπότε από τον ενεργειακό ισολογισμό στον εναλλάκτη έχουμε και την ισχύ του.

Το επόμενο βήμα είναι το ισοζύγιο στο συμπυκνωτή της διάταξης. Γνωρίζουμε τη μάζα του νερού ψύξης, δηλαδή των σημείων 41, 42, 43, καθώς και τις θερμοκρασίες τους. Έτσι, βρίσκουμε εύκολα από το ισοζύγιο την ισχύ του συμπυκνωτή. Μέσω της ισχύς του συμπυκνωτή υπολογίζεται και η ενθαλπία του σημείου 25.

Στη συνέχεια, κάνουμε τους ισολογισμούς στον απορροφητή. Γνωρίζουμε ήδη τη μάζα και τη θερμοκρασία των σημείων 41 και 42 και μέσω του ενεργειακού ισολογισμού, υπολογίζουμε την ισχύ του απορροφητή. Για το σημείο 1 που βρίσκεται μετά τον απορροφητή αλλά πριν την αντλία διαλύματος (φτωχό διάλυμα), με γνωστά τη θερμοκρασία του καθώς και τη συγκέντρωσή του, βρίσκουμε την ενθαλπία του από τα διαγράμματα του βρωμιούχου λιθίου. Το σημείο 1 είναι το φτωχό διάλυμα που χρησιμοποιούμε (βρωμιούχο λίθιο με νερό). Έπειτα, από τον ενεργειακό ισολογισμό στον απορροφητή προκύπτει η ενθαλπία του σημείου 9, το οποίο είναι το πλούσιο διάλυμα. Με τα δεδομένα αυτά υπολογίζουμε τη συγκέντρωση και τη θερμοκρασία του.

Σειρά έχει η αντλία του διαλύματος που βρίσκεται ανάμεσα στα σημεία 1 και 2. Παρόμοια με την αντλία ανακυκλοφορίας, η μάζα και η συγκέντρωση του διαλύματος δεν επηρεάζεται από την αντλία διαλύματος. Αφού υπολογιστεί ο όγκος του διαλύματος από τα διαγράμματα του βρωμιούχου λιθίου, βρίσκουμε το έργο της αντλίας.

Λόγω του έργου, η ενθαλπία του σημείου 2 θα είναι λίγο μεγαλύτερη από αυτή του σημείου 1.

Από τα διαγράμματα LiBr υπολογίζεται η ενθαλπία του σημείου 4, με γνωστή τη συγκέντρωση (ίδια με τη συγκέντρωση του σημείου 1) και τη θερμοκρασία. Η ενθαλπία του σημείου 3 (όπως και η ενθαλπία του σημείου 19) θα είναι ίδια με την ενθαλπία του σημείου 2. Η μάζα του σημείου 3 θα είναι ίδια με τη μάζα του σημείου 4, η οποία είναι γνωστή. Έτσι, εύκολα υπολογίζεται η ισχύς του εναλλάκτη χαμηλής θερμοκρασίας με ισολογισμό ενέργειας. Στη συνέχεια, υπολογίζεται εύκολα η συγκέντρωση στο σημείο 6 από το ισοζύγιο μάζας του εναλλάκτη, η οποία θα είναι ίδια με τη συγκέντρωση του σημείου 7. Με δεδομένη, επιπλέον, τη θερμοκρασία του σημείου 7 υπολογίζουμε από τα διαγράμματα LiBr την ενθαλπία του. Τώρα, με τη βοήθεια της ισχύς καθώς και με τη μάζα του σημείου 6, η οποία είναι ήδη γνωστή, βρίσκουμε την ενθαλπία του σημείου 6.

Σειρά έχει το ισοζύγιο στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας. Εδώ, η ενθαλπία του σημείου 24 είναι ίδια με την ενθαλπία του σημείου 25 που έχουμε ήδη βρει από τον ισολογισμό στο συμπυκνωτή. Για το σημείο 23 και για το σημείο 21 γνωρίζουμε την θερμοκρασία τους, η οποία είναι αυτή που επικρατεί στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας. Οπότε, με γνωστή την πίεση που επίσης επικρατεί στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας, βρίσκουμε την ενθαλπία του σημείου 23, η οποία είναι αναγκαία για την επίλυση του ενεργειακού ισολογισμού στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας. Εύκολα τώρα, από τον ενεργειακό ισολογισμό στην ατμογεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας, βρίσκουμε την ισχύ της.

Στη συνέχεια μπορούμε να υπολογίσουμε τον ενεργειακό ισολογισμό στην ατμογεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας. Με δεδομένα τις θερμοκρασίες και τις συγκεντρώσεις των σημείων 20 και 21 (η συγκέντρωση στο σημείο 20 είναι ίδια με αυτή του σημείου 1), από τα διαγράμματα LiBr βρίσκουμε τις ενθαλπίες τους. Η ενθαλπία του σημείου 23 έχει βρεθεί από τον ισολογισμό της ατμογεννήτριας χαμηλής

θερμοκρασίας, οπότε μπορούμε να υπολογίσουμε την ισχύ της ατμογεννήτριας υψηλής θερμοκρασίας.

Τώρα, για τον υπολογισμό της ενθαλπίας του σημείου 22 χρειαζόμαστε το ισοζύγιο του εναλλάκτη υψηλής θερμοκρασίας. Οι μάζες και οι συγκεντρώσεις των σημείων 19 και 22 θα είναι ίδιες με αυτές των σημείων 20 και 21 αντίστοιχα. Οπότε με γνωστή την μάζα στο σημείο 19 και τις ενθαλπίες των σημείων 19 και 20 υπολογίζεται η ισχύς του εναλλάκτη υψηλής θερμοκρασίας. Με τη βοήθεια της ισχύς βρίσκουμε την ενθαλπία στο σημείο 22.

Σειρά έχει το ισοζύγιο στο συνδυαστή του διαλύματος, δηλαδή στο σημείο 8. Εφαρμόζοντας ενεργειακό ισολογισμό στα ρεύματα που διέρχονται από τα σημεία 7 και 18, υπολογίζουμε την ενθαλπία του σημείου 8. Η ενθαλπία αυτή θα είναι ίδια με την ενθαλπία του σημείου 9 που ήδη έχουμε υπολογίσει. Ακόμα από τον ισολογισμό μάζας μπορούμε να υπολογίσουμε και τη συγκέντρωση του σημείου 8.

Τέλος, κάνουμε υπολογισμούς για τον πύργο ψύξης της διάταξης μας. Γνωρίζουμε τη θερμοκρασία του σημείου 45 και του 47 καθώς και τη σχετική υγρασία του σημείου 45. Οπότε, για δεδομένη πίεση (πίεση περιβάλλοντος) βρίσκουμε εύκολα τις ενθαλπίες των σημείων 41, 43, 45 και 47. Έπειτα, για γνωστή μάζα στο σημείο 47, μπορούμε να βρούμε μέσω ενεργειακού ισολογισμού την ενθαλπία στο σημείο 44. Έτσι, είναι πλέον εφικτό να υπολογίσουμε και την ισχύ στον πύργο ψύξης. Αν γνωρίζουμε και τη μάζα αέρα που περνάει από το σημείο 45, με τη βοήθεια της ισχύς μπορούμε να υπολογίσουμε την ενθαλπία του σημείου 46.

Ο COP υπολογίζεται εύκολα ως το πηλίκο της ισχύς του ατμοποιητή προς την ισχύ της ατμογεννήτριας υψηλής θερμοκρασίας.

5.4.2 Επίλυση ισολογισμών BCT-16 σε Mathcad

Από μετρήσεις που έγιναν σε διάφορα σημεία στη διάταξη[20] καθώς και με τη βοήθεια του προγράμματος Mathcad, υπολογίστηκε ο βαθμός συμπεριφοράς για θερμοκρασία εξόδου ψυχόμενου νερού 6.9 °C.

Σημείωση: Με κίτρινο χρώμα είναι οι μετρήσεις που έγιναν σε συγκεκριμένα σημεία.[20]

Τα μεγέθη είναι μετροημένα στις εξής μονάδες :

P : bar

m : kg/s

V : m³/kg

T : °C

ρ : kg/m³

Q,W : kW

C_p : kJ/kg-°C

$$m_1 := 0.0936 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{18} := 0.00657 \text{ [kg/s]}$$

$$m_9 := m_1 - m_{18} \quad m_9 = 0.087085 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{20} := 0.0556 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{23} := 0.00372 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{21} := m_{20} - m_{23} \quad m_{21} = 0.051945 \text{ [kg/s]}$$

$$m_4 := 0.0379 \text{ [kg/s]}$$

$$m_6 := 0.0351 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{10} := m_4 - m_6 \quad m_{10} = 0.00285 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{24} := m_{23} + m_4 - m_6 \quad m_{24} = 0.006575 \text{ [kg/s]}$$

$$\begin{aligned}
m_{25} &:= m_{24} & m_{25} &= 0.006575 \text{ [kg/s]} \\
m_{12} &:= m_{25} & m_{12} &= 0.006575 \text{ [kg/s]} \\
m_{11} &:= m_{12} & m_{11} &= 0.006575 \text{ [kg/s]} \\
m_7 &:= m_6 & m_7 &= 0.03514 \text{ [kg/s]} \\
m_{22} &:= m_{21} & m_{22} &= 0.051945 \text{ [kg/s]} \\
m_8 &:= m_7 + m_{22} & m_8 &= 0.087085 \text{ [kg/s]}
\end{aligned}$$

Ανακυκλοφορία ψυκτικού μέσου :

$$m_{18} = 0.006575 \text{ [kg/s]}$$

$$RSR := 0.3$$

όπου RSR η αναλογία διαχωρισμού του ψυκτικού

$$m_{14} := \frac{m_{18}}{(1 - RSR)} \quad m_{14} = 0.009393 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{16} := RSR m_{14} \quad m_{16} = 0.002818 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{17} := m_{16} \quad m_{17} = 0.002818 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{13} := m_{12} + m_{17} \quad m_{13} = 0.0093929 \text{ [kg/s]}$$

Από ισοζύγιο ενέργειας στον Ατμοποιητή έχω :

$$m_{31} := 0.5 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{32} := m_{31}$$

$$c_p := 4.2 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{°C]}$$

$$T_{31} := 13.4 \text{ [°C]}$$

$$T_{32} := 6.9 \text{ [°C]}$$

$$Q_{EVP} := m_{31} c_p (T_{31} - T_{32})$$

$$Q_{EVP} = 15.246 \text{ [kW]}$$

Για το σημείο 16 θεωρούμε κορεσμένο νερό χαμηλής πίεσης, ενώ για το σημείο 18 θεωρούμε κορεσμένο ατμό χαμηλής πίεσης. Από τα διαγράμματα νερού ατμού προκύπτουν οι ενθαλπίες[21]

$$P_{low} := 0.00780 \text{ [bar]}$$

$$h_{16} := 14.3 \text{ [kJ/kg]} \quad h_{18} := 2507.8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T_{18} := 3.4 \text{ [°C]} \quad T_{16} := T_{18}$$

$$h_{14} := \frac{(m_{16} h_{16} + m_{18} h_{18} - Q_{EVP})}{m_{14}}$$

$$h_{14} = 136.655 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{13} := h_{14}$$

$$h_{13} = 136.655 \text{ [kJ/kg]}$$

$$m_{13} = 0.009393 \text{ [kg/s]}$$

Με γνωστή ενθαλπία για μέση πίεση είναι :

$$T_{13} := 32.1 \text{ [°C]}$$

Το έργο της αντλίας του ψυκτικού νερού W_{RCP} , για ειδικό όγκο νερού κατάστασης 16 θα είναι :

$$P_{med} := 0.0874 \text{ [bar]}$$

$$V_{16} := 0.001000 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$W_{RCP} := m_{16}(P_{med} - P_{low}) \cdot V_{16} (10^2) \quad W_{RCP} = 2.243 \times 10^{-5} \text{ [kW]}$$

$$h_{17} := h_{16} + \frac{W_{RCP}}{m_{16}} \quad h_{17} = 14.368 \text{ [kJ/kg]} \quad T_{17} := 3.4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Γνωρίζοντας τις ενθαλπίες 13 και 17 μπορώ να βρω τη 12:

$$h_{12} := \frac{(m_{13}h_{13} - m_{17}h_{17})}{m_{12}} \quad h_{12} = 189.063 \text{ [kJ/kg]} \quad T_{12} := 45.1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Στη θέση 11 μετά το Συμπυκνωτή έχουμε κορεσμένο νερό και γνωστή θερμοκρασία, άρα γνωρίζουμε και την ενθαλπία του:

$$T_{11} := 43.2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_{11} := P_{med}$$

$$h_{11} := 180.82 \text{ [kJ/kg]}$$

Έτσι τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε και το ποσό θερμότητας που μεταφέρει ο By-Pass Εναλλάκτης στον Απορροφητή:

$$Q_{BP} := m_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad Q_{BP} = -0.05416 \text{ [kW]}$$

Για το Συμπυκνωτή γνωρίζουμε τις θερμοκρασίες του νερού ψύξης και την παροχή μάζας του.

$$T_{42} := 36.2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{43} := 39.4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$m_{42} := 1.15 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{43} := m_{42}$$

$$m_{43} = 1.15 \text{ [kg/s]}$$

Άρα από το ισοζύγιο ενέργειας βρίσκω και την ενθαλπία του σημείου 25:

$$Q_{CON} := m_{42} c_p \cdot (T_{43} - T_{42}) \quad Q_{CON} = 15.697 \text{ [kW]}$$

$$m_{25} = 0.006575 \text{ [kg/s]}$$

$$h_{25} := \frac{Q_{CON} + m_{11} \cdot h_{11}}{m_{25}} \quad h_{25} = 2568.278 \text{ [kJ/kg]}$$

Για τον Απορροφητή γνωρίζουμε τις θερμοκρασίες του νερού ψύξης, την παροχή μάζας του καθώς και τη συγκέντρωση του αραιού διαλύματος:

$$T_{41} := 32.0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$m_{41} := m_{42}$$

$$x_1 := 0.575$$

$$Q_{ABS} := m_{41} c_p \cdot (T_{42} - T_{41}) \quad Q_{ABS} = 20.286 \text{ [kW]}$$

Για την ενθαλπία του σημείου 1 γνωρίζοντας τη θερμοκρασία και τη συγκέντρωση, προκύπτει από τα διαγράμματα LiBr[22] και η ενθαλπία:

$$T_1 := 36.9 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_1 := h_{LiBr}(x_1, T_1) \quad h_1 = 97.97 \text{ [kJ/kg]}$$

Για το σημείο 9 γνωρίζουμε και τη συγκέντρωση, άρα μπορούμε να βρούμε και τη θερμοκρασία:

$$x_9 := \frac{m_1}{m_9} \cdot x_1 \quad x_9 = 0.618736$$

Έτσι υπολογίζοντας το ισοζύγιο ενέργειας στον Απορροφητή προκύπτει και η ενθαλπία του σημείου 9:

$$h_9 := \frac{(Q_{ABS} - Q_{BP} + m_1 \cdot h_1 - m_{18} \cdot h_{18})}{m_9} \quad h_9 = 149.588 \text{ [kJ/kg]} \quad T_9 := 52.6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Υπολογίζουμε την ενθαλπία στο σημείο 2, αφού πρώτα υπολογίσουμε το έργο της αντλίας του διαλύματος W_{sp} :

$$\rho_1 := \rho_{LiBr}(T_1, x_1) \quad \rho_1 = 1662.18 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$V_1 := \frac{1}{\rho_1} \quad V_1 = 6.016 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$P_{high} := 0.886 \text{ [bar]}$$

$$W_{sp} := m_1 \cdot V_1 \cdot (P_{high} - P_{low}) \cdot (10^2) \quad W_{sp} = 0.00495 \text{ [kW]}$$

$$h_2 := h_1 + \frac{W_{sp}}{m_1} \quad h_1 = 97.97 \text{ [kJ/kg]} \\ h_2 = 98.023 \text{ [kJ/kg]}$$

Γνωρίζουμε τη θερμοκρασία και τη συγκέντρωση του ρεύματος 4, άρα μπορούμε να βρούμε την ενθαλπία του με σκοπό να υπολογίσουμε την ισχύ του Εναλλάκτη Χαμηλής Θερμοκρασίας.

$$x_4 := x_1$$

$$T_4 := 74.0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_6 := 92.9 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_4 := h_{LiBr}(x_4, T_4) \quad h_4 = 171.648 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_3 := h_2$$

$$h_{19} := h_2$$

$$m_3 := m_4 \quad m_3 = 0.03799 \text{ [kg/s]}$$

$$Q_{LTHX} := m_3 (h_4 - h_3) = 2.797$$

$$Q_{LTHX} = 2.797 \text{ [kW]}$$

Από το ισοζύγιο ενέργειας στον Εναλλάκτη Χαμηλής Θερμοκρασίας μπορούμε να υπολογίσουμε την ενθαλπία του ρεύματος 7:

$$T_7 := 49.1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$x_6 := x_4 \cdot \frac{m_4}{m_6} \quad x_6 = 0.62196$$

$$x_7 := x_6 \quad x_7 = 0.62196$$

$$h_7 := h_{\text{LiBr}}(x_7, T_7) \quad h_7 = 145.086 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_6 := h_7 + \frac{Q_{LTHX}}{m_6} \quad h_6 = 224.684 \text{ [kJ/kg]}$$

Για την Ατμογεννήτρια Χαμηλής Θερμοκρασίας έχουμε:

$$h_{24} := h_{25} \quad h_{24} = 2568.278 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T_{21} := 154.1$$

$$T_{23} := T_{21} \quad T_{23} = 154.1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_{21} := P_{\text{high}}$$

$$P_{23} := P_{\text{high}} \quad P_{23} = 0.8863 \text{ [bar]}$$

άρα για υψηλή πίεση η ενθαλπία είναι ίση με:

$$h_{23} := h(T_{23}, P_{23}) = 2785.29 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{LTRG} := m_{24} h_{24} - m_{23} h_{23} + m_6 h_6 - m_4 h_4$$

$$Q_{LTRG} = 7.886 \text{ [kW]}$$

Επίσης γνωρίζουμε τη συγκέντρωση του ρεύματος 21 και τη θερμοκρασία του, οπότε μπορούμε να υπολογίσουμε την ενθαλπία του καθώς και τη θερμοκρασία του ρεύματος 20 βρίσκοντας στη συνέχεια και την ενθαλπία του 20:

$$x_{20} := x_1$$

$$T_{20} := 127.4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$x_{21} := 0.6166$$

$$h_{20} := h_{\text{LiBr}}(x_{20}, T_{20})$$

$$h_{20} = 278.535 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{21} := h_{\text{LiBr}}(x_{21}, T_{21})$$

$$h_{21} = 338.731 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{\text{HTRG}} := m_{23}h_{23} + m_{21}h_{21} - m_{20}h_{20}$$

$$Q_{\text{HTRG}} = 12.465 \text{ [kW]}$$

Από το ισοζύγιο ενέργειας στον Εναλλάκτη Υψηλής Θερμοκρασίας μπορούμε να βρούμε την ενθαλπία του ρεύματος 22:

$$m_{19} := m_{20} = 0.05567 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{22} := m_{21} = 0.05194 \text{ [kg/s]}$$

$$x_{22} := x_{21} = 0.6166$$

$$x_{19} := x_{20} = 0.5753$$

$$Q_{\text{HTHX}} := m_{19}(h_{20} - h_{19})$$

$$Q_{\text{HTHX}} = 10.049 \text{ [kW]}$$

$$h_{22} := h_{21} - \frac{Q_{\text{HTHX}}}{m_{21}}$$

$$h_{22} = 145.274 \text{ [kJ/kg]}$$

Από το ισοζύγιο ενέργειας στον Συνδυαστή του διαλύματος (Combiner) προκύπτει:

$$h_8 := \frac{(m_{22}h_{22} + m_7h_7)}{m_8}$$

$$h_8 = 145.198 \text{ [kJ/kg]}$$

$$x_8 := \frac{m_{22} \cdot x_{22} + m_7 \cdot x_7}{m_8} \quad x_8 = 0.61876$$

Για τον Πύργο Ψύξης έχουμε:

$$T_{45} := 28.8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$m_{45} := 0.409$$

$$T_{47} := 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Με γνωστές θερμοκρασίες, για πίεση περιβάλλοντος $P_0 = 1,01325 \text{ bar}$, έχουμε από τους πίνακες[21] τις ενθαλπίες:

$$h_{41} := 134.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{43} := 159.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{47} := 84 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{45} := 29.2 \text{ [kJ/kg]}$$

Με δεδομένα την παροχή αέρα στο σημείο 45 και την παροχή νερού δικτύου στο σημείο 47 μπορούμε να υπολογίσουμε την ισχύ του πύργου ψύκτη:

$$m_{45} := 1.1 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{47} := 0.05 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{43} = 1.15 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{44} := m_{43} - m_{47}$$

$$m_{44} = 1.1 \text{ [kg/s]}$$

$$h_{44} := \frac{m_{41} \cdot h_{41} - m_{47} \cdot h_{47}}{m_{44}}$$

$$h_{44} = 136.419 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{CT} := m_{43} (h_{43} - h_{44})$$

$$Q_{CT} = 26.152 \text{ [kW]}$$

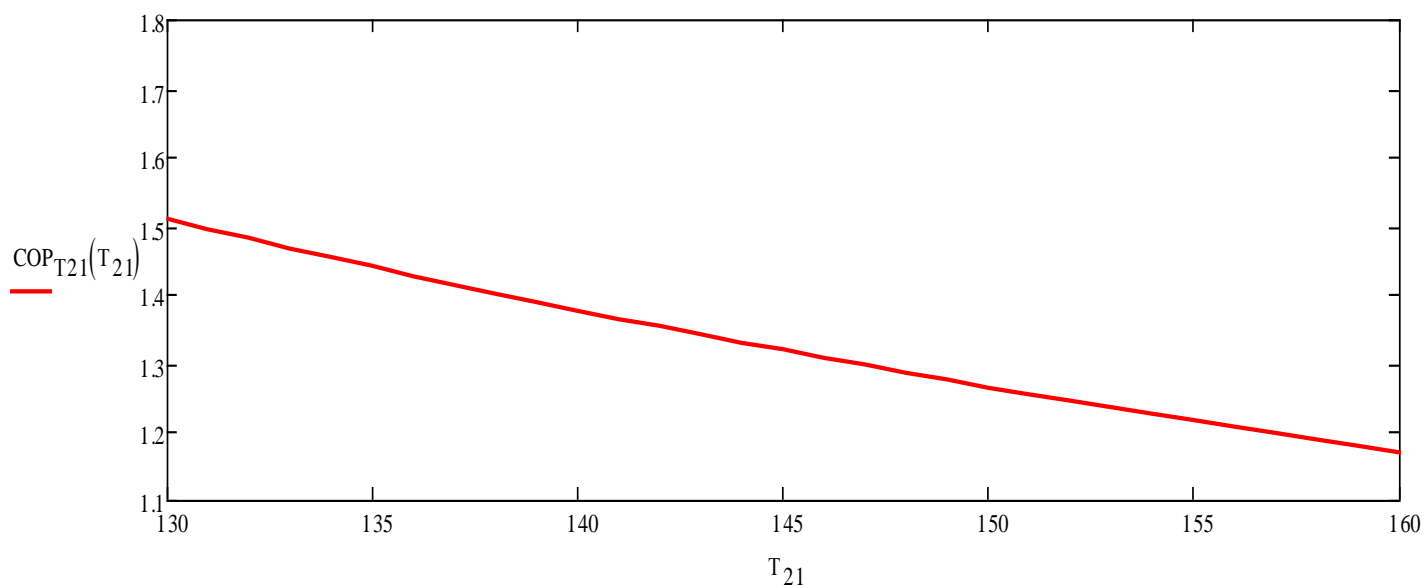
$$h_{46} := h_{45} + \frac{Q_{CT}}{m_{45}}$$

$$h_{46} = 53.005 \text{ [kJ/kg]}$$

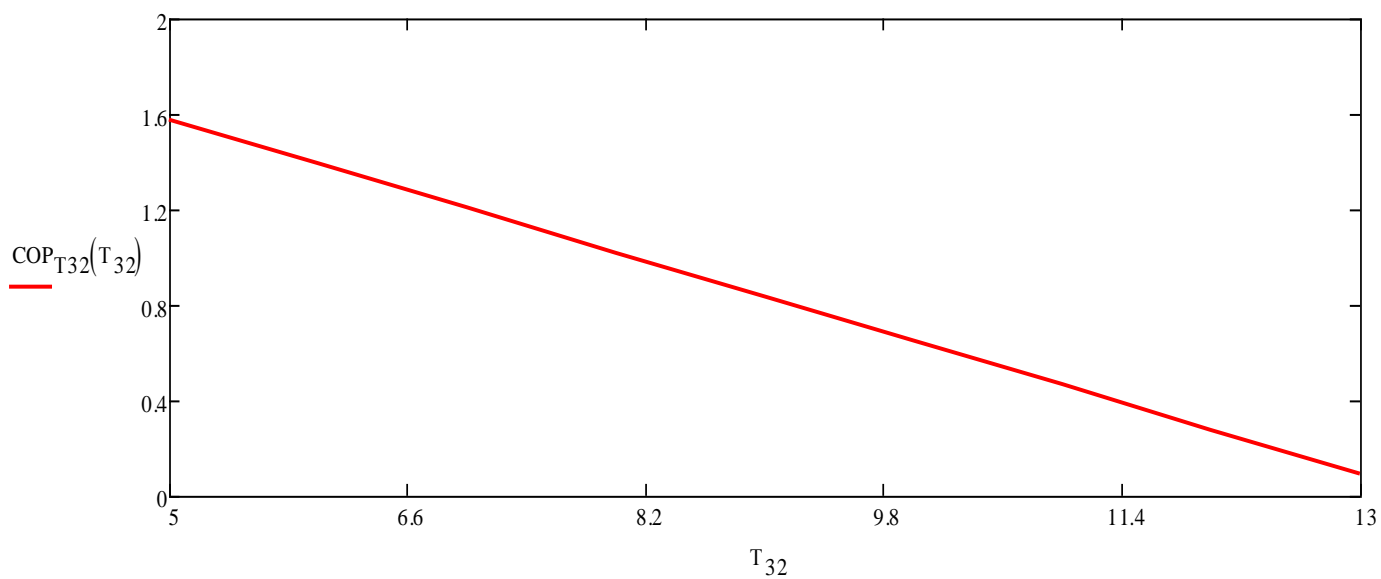
Τέλος ο COP υπολογίζεται :

$$\text{COP} := \frac{Q_{\text{EVP}}}{Q_{\text{HTRC}}} \quad \text{COP} = 1.223$$

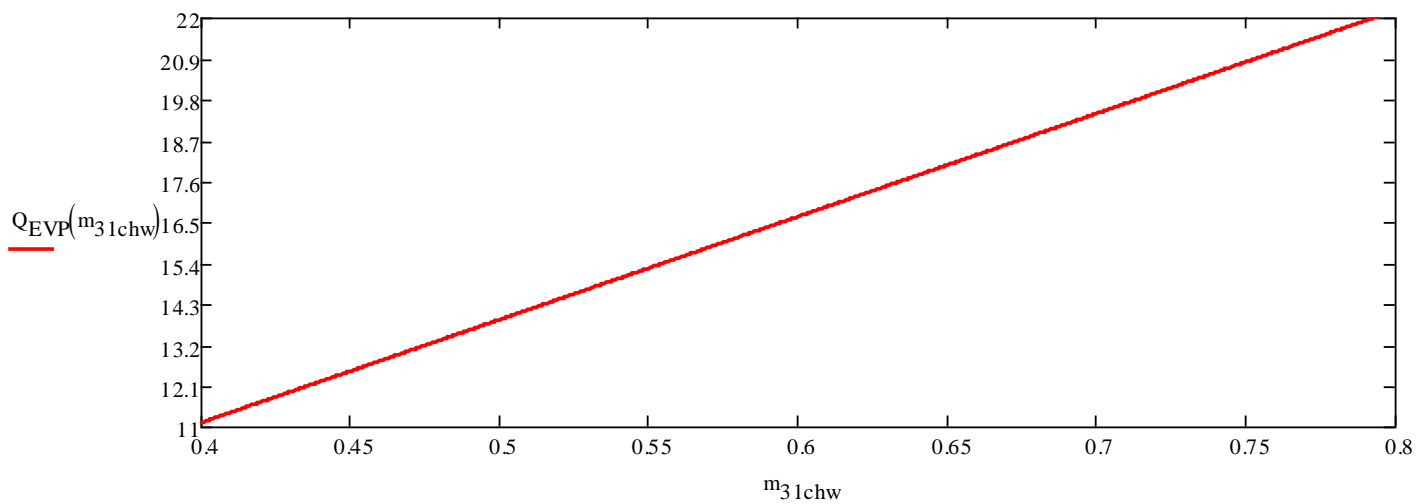
Στα παρακάτω διαγράμματα μπορούμε να δούμε τις μεταβολές του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για διάφορες τιμές θερμοκρασίας και ροής μάζας νερού.



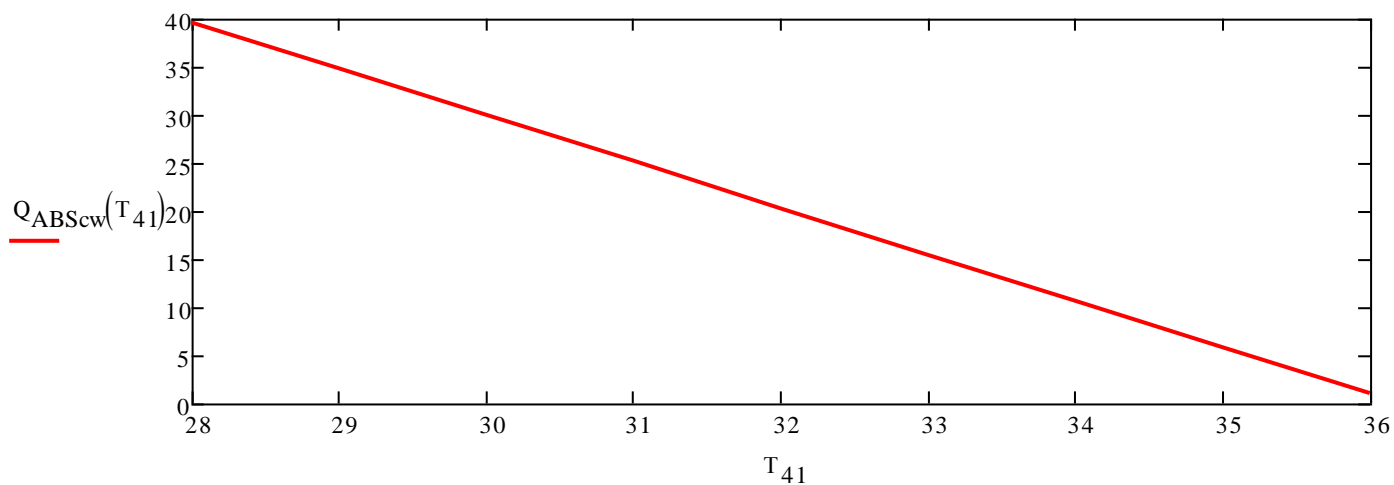
Διάγραμμα 5.4.2.1. Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας του Φυσικού αερίου που λειτουργεί ως πηγή πρόσδοσης θερμότητας.



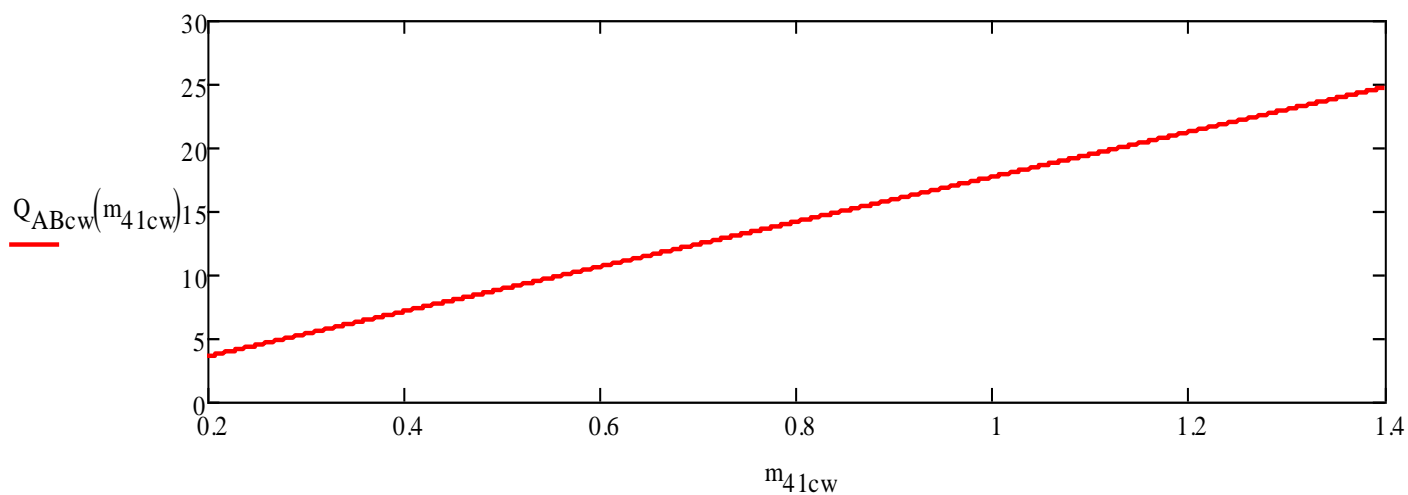
Διάγραμμα 5.4.2.2. Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχόμενου



Διάγραμμα 5.4.2.3. Μεταβολή της ισχύος του ατμοποιητή συναρτήσει της ροής μάζας του ψυχόμενου νερού στον Ατμοποιητή.



Διάγραμμα 5.4.2.4. Μεταβολή της ισχύς του απορροφητή συναρτήσει της θερμοκρασίας του νερού ψύξης.



Διάγραμμα 5.4.2.5. Μεταβολή της ισχύς του απορροφητή συναρτήσει της μάζας ροής του νερού ψύξης.

6. Οικονομική ανάλυση εφαρμογών ψυκτών απορρόφησης

6.1. Αντικείμενο μελέτης

Σκοπός της ενότητας αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι η οικονομική ανάλυση ενός συμβατικού ψύκτη συμπίεσης και ενός ψύκτη απορρόφησης, καθώς και η μεταξύ τους σύγκριση, πάνω σε μια συγκεκριμένη εφαρμογή. Πρόκειται λοιπόν για τη μελέτη όσον αφορά την εγκατάσταση των δύο αυτών ψυκτών στο ίδιο κτίριο με σκοπό τη σύγκριση τους και την εξαγωγή συμπερασμάτων. Ο ψύκτης απορρόφησης τροφοδοτείται με φυσικό αέριο ή βιομάζα ενώ ο συμβατικός ψύκτης συμπίεσης ατμού με ηλεκτρικό ρεύμα. Επίσης συγκρίνεται η λειτουργία του ψύκτη σε δύο περιοχές (Αθήνα, Θεσσαλονίκη) ώστε να συγκριθεί η οικονομική αξιολόγηση των επενδύσεων για διαφορετικές κλιματολογικές συνθήκες. Για το σκοπό αυτό θα χρησιμοποιηθεί το λογισμικό RETScreen® International [32].

Στο δεύτερο μέρος της ενότητας αυτής παρουσιάζεται μια αναλυτική οικονομική μελέτη όσον αφορά στην εγκατάσταση του ψύκτη απορρόφησης BCT-16 που μελετήθηκε στην εργασία. Στη μελέτη αυτή εξετάζεται η βιωσιμότητα της επένδυσης με δύο εναλλακτικές περιπτώσεις. Στην πρώτη περίπτωση η επένδυση να πραγματοποιηθεί εξ ολοκλήρου με ίδια κεφάλαια, ενώ στη δεύτερη περίπτωση ένα μέρος της επένδυσης να καλυφθεί με δάνειο.

6.2. Ενεργειακές παράμετροι προγράμματος – επεξηγήσεις [32]

Το RETScreen® International αποτελεί ένα λογισμικό ανάλυσης της καθαρής ενέργειας, ευρέως χρησιμοποιούμενο, με στόχο την αξιολόγηση της ενεργειακής παραγωγής, καθώς επίσης και των συμπεριλαμβανομένων οικονομικών και περιβαλλοντικών αναλύσεων. Βοηθά στην αξιολόγηση πιθανών έργων τεχνολογιών φιλικών προς το περιβάλλον, ώστε να προσδιορίζεται αν είναι οικονομικά βιώσιμα.

Το πρόγραμμα αποτελείται από μια σειρά τυποποιημένων φύλλων εργασίας που καθοδηγούν το χρήστη στα στάδια της μελέτης. Γι αυτό το σκοπό περιλαμβάνει πρόσθετα εύχρηστα εργαλεία και βάσεις δεδομένων προϊόντων, μετεωρολογικών στοιχείων και δαπανών, στοιχεία πολύτιμα για τη διευκόλυνση του εκάστοτε μελετητή.

Τα βήματα – φύλλα της μελετητικής διαδικασίας συνοψίζονται ως ακολούθως:

- 1) Ενεργειακό μοντέλο
- 2) Ανάλυση κόστους
- 3) Ανάλυση Αερίων Του Θερμοκηπίου
- 4) Χρηματοοικονομική περίληψη

Η λειτουργία του λογισμικού Retscreen βασίζεται στο περιβάλλον εργασίας του λογισμικού Excel. Ο χρήστης εισάγει τα δεδομένα στα γκρι κελιά των φύλλων εργασίας. Τα λευκά κελιά αποτελούν στοιχεία εξόδου υπολογισμών από το μοντέλο, βασιζόμενα στις εξισώσεις που είναι «περασμένες» στον κώδικα του λογισμικού. Στα κίτρινα κελιά, γίνεται είσοδος τιμών από το χρήστη, απαιτείται ωστόσο «τρέξιμο» του μοντέλου. Τέλος στα γαλάζια κελιά εισάγονται από το χρήστη παράμετροι και στοιχεία, τα οποία διατίθενται και στην online βάση δεδομένων.

6.2.1. Μοντέλο παραγωγής ψύξης με απορρόφηση

Το μοντέλο Παραγωγής Ψύξης με Απορρόφηση, αποτελεί ένα πολύ χρήσιμο και εύκολο στη χρήση εργαλείο για την αξιολόγηση της παραγωγής ψύξης, του κόστους του κύκλου ζωής ενός συστήματος και της μείωσης των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου.

Ξεκινώντας τη μελέτη με το RETScreen στην επιφάνεια διεπαφής εμφανίζεται η πρώτη καρτέλα - καρτέλα εκκίνησης. Εκεί καλούμαστε να επιλέξουμε τον τύπο του έργου που στην περίπτωσή μας είναι παραγωγή ψύξης. Αμέσως μετά ζητείται η επιλογή της τεχνολογίας με την οποία θα γίνει η ανάλυση και επιλέγουμε απορρόφηση. Έτσι εμφανίζονται στο φύλλο εργασίας οι καρτέλες που αφορούν τη μελέτη μας.

Στο φύλλο της εκκίνησης, στο σημείο εισαγωγής των κλιματικών δεδομένων, εισάγονται τα κλιματικά και μετεωρολογικά χαρακτηριστικά, από τη διαθέσιμη online βάση δεδομένων, για την υπό θεώρηση περιοχή. Έτσι ως θέση κλιματολογικών δεδομένων επιλέγεται η Αθήνα και η Θεσσαλονίκη που είναι και οι θέσεις όπου γίνεται η σύγκριση. Το λογισμικό εμφανίζει απευθείας τα δεδομένα της περιοχής τα οποία και θα χρησιμοποιήσει για τους υπολογισμούς παρακάτω και φαίνονται στις εικόνες 6.2.1.1. και 6.2.1.2 αντίστοιχα.

Μονάδα	Θέση κλιματολογικών δεδομένων		Τοποθεσία έργου
	'B	'A	
Γεωγραφικό πλάτος	37.9	37.9	
Γεωγραφικό μήκος	23.7	23.7	
Υψόμετρο	m	15	15
Θερμοκρασία θέρμανσης βάσει σχεδιασμού	°C	3.1	
Θερμοκρασία ψύξης βάσει σχεδιασμού	°C	33.8	
Πλάτος (διακύμανση) θερμοκρασίας εδάφους	°C	15.2	

Μήνας	Θερμοκρασία αέρα	Σχετική υγρασία	Ημερήσια ηλιακή ακτινοβολία - Οριζόντια	Ατμοσφαιρική πίεση	Ταχύτητα ανέμου	Θερμοκρασία εδάφους	Βαθμό-ημέρες θέρμανσης	Βαθμό-ημέρες ψύξης
	°C	%	kWh/m ² /ημ	kPa	m/s	°C	°C-ημ	°C-ημ
Ιανουάριος	9.9	69.1%	2.14	100.2	3.3	10.9	251	0
Φεβρουάριος	9.8	66.7%	2.88	100.1	3.6	11.4	230	0
Μάρτιος	11.7	66.1%	4.00	99.9	3.5	13.8	195	53
Απρίλιος	15.2	64.3%	5.37	99.7	3.0	17.6	84	156
Μάιος	19.9	59.8%	6.43	99.7	3.0	22.6	0	307
Ιούνιος	24.7	54.1%	7.46	99.6	3.3	27.3	0	441
Ιούλιος	27.6	48.3%	7.36	99.5	3.7	29.5	0	546
Αύγουστος	27.6	48.6%	6.62	99.5	3.8	29.2	0	546
Σεπτέμβριος	24.0	55.6%	5.21	99.8	3.3	26.1	0	420
Οκτώβριος	19.2	63.2%	3.44	100.1	3.2	21.3	0	285
Νοέμβριος	14.6	69.7%	2.18	100.1	3.2	16.0	102	138
Δεκέμβριος	11.2	70.8%	1.73	100.1	3.4	12.2	211	37
Ετήσιο	18.0	61.3%	4.58	99.9	3.4	19.9	1.073	2.928
Μετρημένο σε	m				10.0	0.0		

Εικόνα 6.2.1.1. Μετεωρολογικά δεδομένα για την Αθήνα

	Θέση	
	Κλιματολογικών Μονάδα	Τοποθεσία δεδομένων έργου
Γεωγραφικό πλάτος	°B	40,5
Γεωγραφικό μήκος	°A	23,0
Υψόμετρο	m	4
Θερμοκρασία θέρμανσης βάσει σχεδιασμού	°C	-1,9
Θερμοκρασία ψύξης βάσει σχεδιασμού	°C	32,8
Πλάτος (διακύμανση) θερμοκρασίας εδάφους	°C	22,7

Μήνας	Θερμοκρασία αέρα	Σχετική υγρασία	Ημερήσια ηλιακή ακτινοβολία - Οριζόντια	Ατμοσφαιρική πίεση	Ταχύτητα ανέμου	Θερμοκρασία εδάφους	Βαθμό-ημέρες θέρμανσης	Βαθμο-ημέρες ψύξης
	°C	%	kWh/m ² /ημ	kPa	m/s	°C	°C-ημ	°C-ημ
Ιανουάριος	5,5	74,4%	1,70	96,6	2,9	1,5	388	0
Φεβρουάριος	6,3	69,8%	2,75	96,4	3,3	3,3	328	0
Μάρτιος	9,2	69,5%	3,79	96,3	3,1	8,0	273	0
Απρίλιος	13,5	68,2%	5,00	96,0	2,9	14,1	135	105
Μάιος	18,7	65,4%	6,21	96,1	2,7	20,6	0	270
Ιούνιος	23,5	57,8%	7,22	96,1	3,4	26,1	0	405
Ιούλιος	25,8	55,5%	6,93	96,1	3,4	28,9	0	490
Αύγουστος	25,5	57,0%	6,27	96,1	3,1	28,3	0	481
Σεπτέμβριος	21,4	62,8%	4,85	96,3	2,9	23,2	0	342
Οκτώβριος	16,3	70,9%	3,00	96,6	2,5	15,9	53	195
Νοέμβριος	10,7	75,6%	1,88	96,5	2,7	8,2	219	21
Δεκέμβριος	6,6	77,3%	1,41	96,6	2,8	2,5	353	0
Ετήσιο	15,3	67,0%	4,26	96,3	3,0	15,1	1.748	2.308

Μετρημένο σε	m				10,0	0,0
--------------	---	--	--	--	------	-----

Εικόνα 6.2.1.2. Μετεωρολογικά δεδομένα για τη Θεσσαλονίκη

Σύστημα ψύξης βασικής περίπτωσης

Στο σύστημα ψύξης βασικής περίπτωσης ορίζουμε τα χαρακτηριστικά του συμβατικού συστήματος ψύξης με το οποίο θέλουμε να συγκρίνουμε τον ψύκτη απορρόφησης. Μπορούμε να επιλέξουμε από μια πληθώρα κτιρίων-χώρων, αυτόν που θέλουμε να ψύξουμε. Επιλέγουμε μεμονωμένο κτίριο- ψύξη χώρων για την περίπτωσή μας και έτσι ξεκινάμε να μελετάμε την βασική μας περίπτωση, δηλαδή αυτή που θέλουμε να τη συγκρίνουμε με μια πιο φιλική προς το περιβάλλον επιλογή. Στη μελέτη αυτή σκοπός είναι να συγκρίνουμε ένα τυπικό ψύκτη συμπίεσης που καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια με ένα ψύκτη απορρόφησης που λειτουργεί με φυσικό αέριο και βιομάζα αντίστοιχα.

Αμέσως μετά πρέπει να εισάγουμε την ψυχόμενη επιφάνεια δαπέδου του κτιρίου. Το κτίριο που μελετάμε είναι τετραόροφο με εμβαδό κάθε ορόφου 1444m² και αποτελείται από τέσσερις ορόφους. Έτσι η συνολική ψυχόμενη επιφάνεια του κτιρίου προκύπτει 5776 m². Επίσης εισάγουμε τον τύπο καυσίμου της βασικής περίπτωσης, που για ένα ψύκτη συμπίεσης ατμού είναι η ηλεκτρική ενέργεια, καθώς και έναν τυπικό COP για ψύκτη συμπίεσης ίσο με 3.0.

Στο φορτίο ψύξης για το κτίριο πρέπει να εισάγουμε το συνολικό φορτίο που πρέπει να καλύψει η συσκευή ψύξης λόγω των θερμικών απωλειών το οποίο έχουμε υποθέσει ενδεικτικά ίσο με 40W/m^2 για την Αθήνα και τη Θεσσαλονίκη.

Έτσι το λογισμικό υπολογίζει τη συνολική ζήτηση ψύξης για τις δύο περιπτώσεις ίση με 704MWh και 585MWh αντίστοιχα. Επίσης υπολογίζεται το συνολικό φορτίο αιχμής ψύξης και η ετήσια κατανάλωση καυσίμου. Έτσι αν εισάγουμε και την τιμή του ηλεκτρικού ρεύματος προκύπτει το συνολικό κόστος καυσίμου. Η τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας λαμβάνεται ίση με 0.14€/kWh κατά μέσο όρο για πάνω από 3MWh/έτος σύμφωνα με την τιμολογιακή πολιτική της ΔΕΗ και το energy.eu. Υπολογίζεται με αυτόν τον τρόπο το ετήσιο κόστος ενέργειας ίσο με 32.858€ και 27.312€ για Αθήνα και Θεσσαλονίκη αντίστοιχα. Επίσης υπολογίζεται η κατανομή του ψυκτικού φορτίου ανά μήνα για τη διάρκεια του έτους με βάση τα κλιματολογικά δεδομένα όπως φαίνεται στις εικόνες 6.2.1.3. και 6.2.1.4. αντίστοιχα.

Σύστημα ψύξης βασικής περίπτωσης		Μεμονωμένο κτίριο - ψύξη χώρων	
Ψυχόμενη επιφάνεια δαπέδου για το κτίριο	m^2		5.776
Τύπος Καυσίμου			Ηλεκτρική ενέργεια
Συντελεστής απόδοσης - εποχιακός			3,00
Υπολογισμός φορτίου ψύξης			
Φορτίο ψύξης για κτίριο	W/m^2		40,0
Ψύξη ανεξάρτητη καιρού	%		0%
Συνολική ζήτηση ψύξης	MWh		704
Συνολικό φορτίο αιχμής ψύξης	kW		231,0
Κατανάλωση καυσίμου - ετήσια	MWh		235
Τιμή Καυσίμου	€/kWh		0,140
Κόστος καυσίμου	€		32.858
Μέτρα ενεργειακής απόδοσης προτεινόμενης περίπτωσης			
Μέτρα ενεργειακής απόδοσης τελικής χρήσης	%		0%
Καθαρή αιχμή φορτίου ψύξης	kW		231,0
Καθαρή ζήτηση ψύξης	MWh		704
Χαρακτηριστικά φορτίου βασικής περίπτωσης			
Μήνας			Μέσο φορτίο ψύξης kW
Ιανουάριος			0
Φεβρουάριος			0
Μάρτιος			17
Απρίλιος			50
Μαΐος			96
Ιούνιος			143
Ιούλιος			171
Αύγουστος			171
Σεπτέμβριος			136
Οκτώβριος			89
Νοέμβριος			45
Δεκέμβριος			12
Αιχμή φορτίου - ετήσιο			231

Εικόνα 6.2.1.3. Σύστημα βασικής περίπτωσης για την Αθήνα

Σύστημα ψύξης βασικής περίπτωσης

Ψυχόμενη επιφάνεια δαπέδου για το κτίριο
 Τύπος Κουσίμιου
 Συντελεστής επίδρασης - εσοχιακός
 Υπολογισμός φορτίου ψύξης
 φορτίο ψύξης για κτίριο
 ψύξη ανεξάρτητη καιρού
 Συνολική ζήτηση ψύξης
 Συνολικό φορτίο αιχμής ψύξης
 Κατανάλωση κουσίμιου - ετήσια
 Τιμή Κουσίμιου
 Κόστος κουσίμιου

Μέτρα ενεργειακής απόδοσης προτεινόμενης περίπτωσης

Μέτρα ενεργειακής απόδοσης τσλικής χρήσης
 Καθαρή αιχμή φορτίου ψύξης
 Καθαρή ζήτηση ψύξης

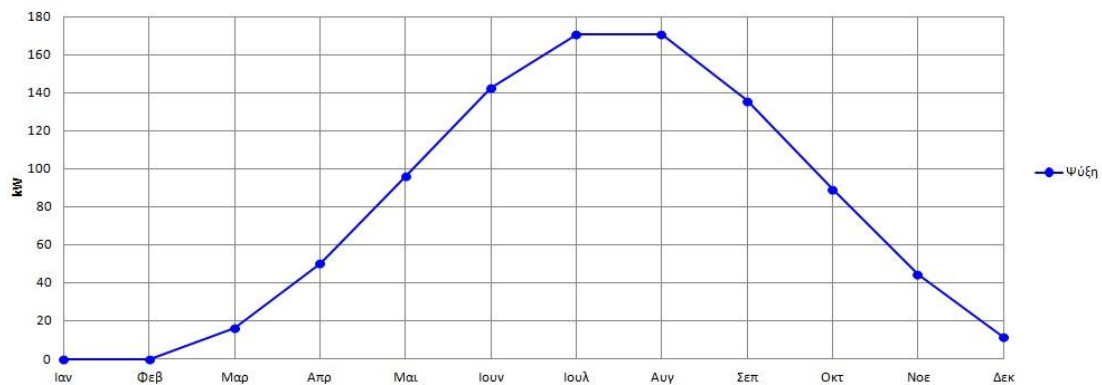
Μεμονωμένο κτίριο - ψύξη χώρων	
m ²	5.776
Ηλεκτρική ενέργεια	
	3,00
W/m ²	40,0
%	0%
MWh	585
kW	231,0
MWh	195
€/kWh	0,140
€	27.312
%	0%
kW	231,0
MWh	585

Χαρακτηριστικά φορτίου βασικής περίπτωσης

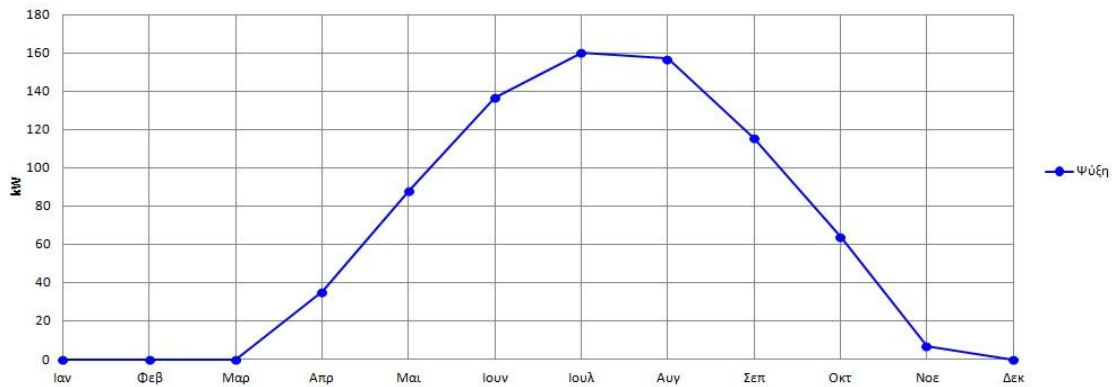
Μηνάς	Μέσο φορτίο ψύξης kW
Ιανουάριος	0
Φεβρουάριος	0
Μάρτιος	0
Απρίλιος	35
Μαίος	88
Ιούνιος	137
Ιούλιος	180
Αύγουστος	157
Σεπτέμβριος	116
Οκτώβριος	64
Νοέμβριος	7
Δεκέμβριος	0
Αιχμή φορτίου - ετήσιο	231

Εικόνα 6.2.1.4: Σύστημα βασικής περίπτωσης για τη Θεσσαλονίκη

Επίσης συγκρίνοντας τα διαγράμματα των χαρακτηριστικών του φορτίου ψύξης σε σχέση με τους μήνες, παρατηρούμε πως το ψυκτικό φορτίο στην Αθήνα έχει μεγαλύτερο εύρος και υψηλότερο μέγιστο σε σχέση με τη Θεσσαλονίκη. Ακόμη παρατηρούμε ότι το μέγιστο ψυκτικό φορτίο παρατηρείται τον Ιούλιο στη Θεσσαλονίκη, ενώ στην Αθήνα παρατηρείται και για τον Ιούλιο και για τον Αύγουστο όπως φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα.



Διάγραμμα 6.2.1.5. Χαρακτηριστική φορτίου για την Αθήνα



Διάγραμμα 6.2.1.6 Χαρακτηριστική φορτίου για τη Θεσσαλονίκη

Ενεργειακό μοντέλο προτεινόμενης περίπτωσης

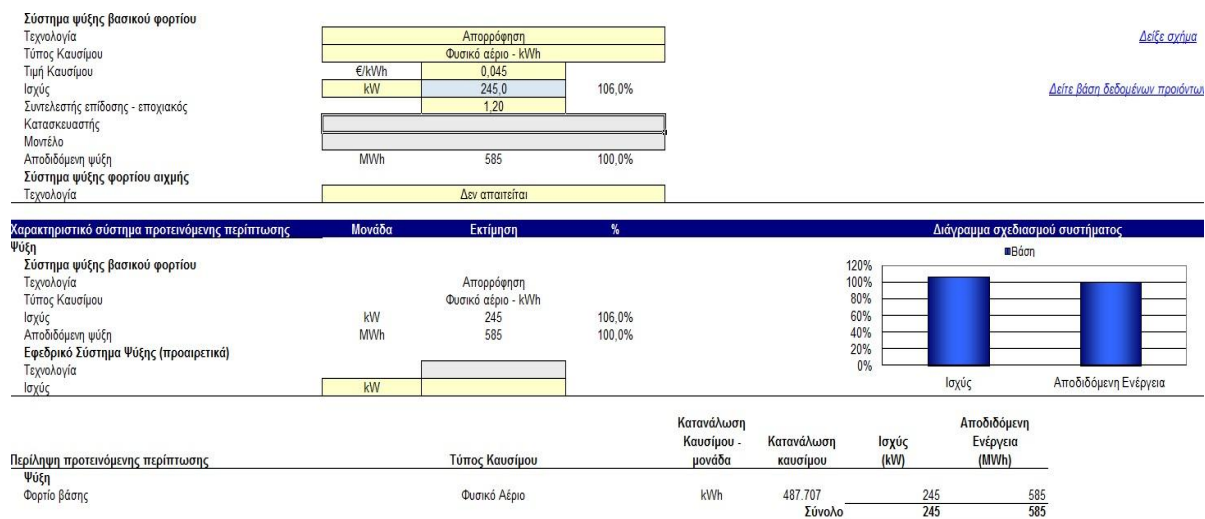
Στην καρτέλα του ενεργειακού μοντέλου καλούμαστε να επιλέξουμε τις παραμέτρους του προτεινόμενου συστήματος ψύξης. Επιλέγουμε λοιπόν τεχνολογία απορρόφησης και στον τύπο του καυσίμου την πρώτη φορά φυσικό αέριο και τη δεύτερη βιομάζα.

Όσον αφορά την ισχύ του ψύκτη απορρόφησης, επιλέγουμε ένα ψύκτη ο οποίος να καλύπτει πλήρως το συνολικό φορτίο αιχμής της ψύξης με μια προσαύξηση 6%. Προκύπτει έτσι ότι χρειαζόμαστε έναν ψύκτη απορρόφησης με ψυκτική ικανότητα 245kW. Υποθέτοντας ότι είναι διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης LiBr/νερού λαμβάνουμε και ένα COP ίσο με 1.2.

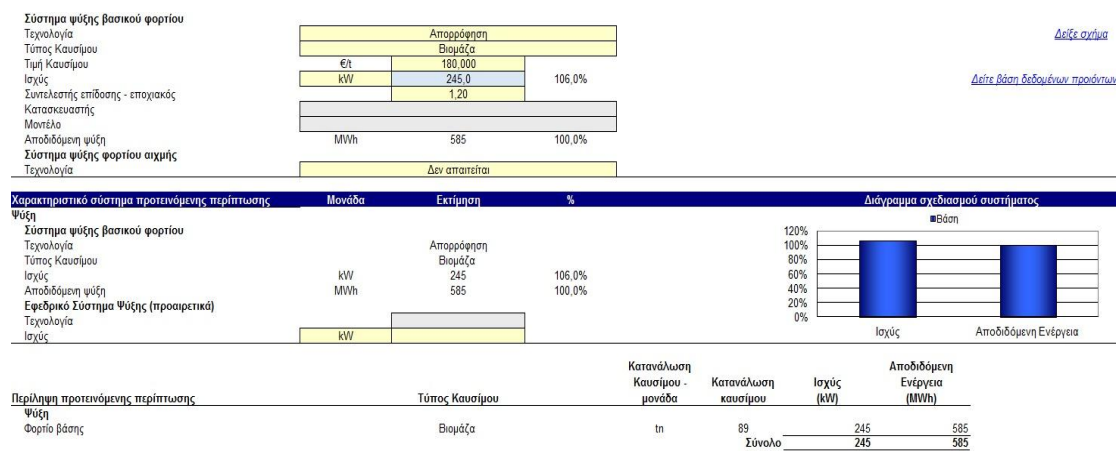
Το μόνο που μας μένει ώστε να ολοκληρωθεί το ενεργειακό μοντέλο είναι οι τιμές των προτεινόμενων καυσίμων. Για το φυσικό αέριο, με βάση τιμές εταιριών παροχής αερίου (ΔΕΠΑ,ΕΠΑ Θεσσαλίας,ΕΠΑ Θεσ/κης, κτλ), κατά τα τέλη του 2011 και για επαγγελματική χρήση, λαμβάνουμε μια τιμή περίπου 0,045€/kWh. Ενώ για τη βιομάζα (pellet)

σύμφωνα με τις επιχειρήσεις παραγωγής και εμπορίας, για χονδρική πώληση, η τιμή λαμβάνεται περίπου 180€/ τόνο.

Αφού καλύψαμε πλήρως το φορτίο ψύξης, δεν υπάρχει ανάγκη για σύστημα φορτίου αιχμής και επιλέγουμε να μη χρησιμοποιήσουμε και εφεδρικό σύστημα ψύξης. Οπότε έχει συμπληρωθεί και η καρτέλα του ενεργειακού μοντέλου για τις δύο περιπτώσεις όπως φαίνεται στις παρακάτω εικόνες.



Εικόνα 6.2.1.7. Προτεινόμενο ενεργειακό μοντέλο με φυσικό αέριο



Εικόνα 6.2.1.8. Προτεινόμενο ενεργειακό μοντέλο με βιομάζα

Περιβαλλοντική αποτίμηση - Εκτίμηση εκπομπών CO₂

Το Retscreen υπολογίζει τις ετήσιες μειώσεις εκπομπών CO₂ για ένα έργο καθαρής ενέργειας ως προς ένα σύστημα βασικού σεναρίου αναφοράς. Τα αποτελέσματα εκφράζονται σε μη εκπεμπόμενους t CO₂/έτος, ανεξάρτητα από τον τύπο των ρύπων που εκλύει η συγκεκριμένη επένδυση. Λαμβάνει υπ' όψιν δύο συνιστώσες:

- α) Βασικό σενάριο αναφοράς (τυπική συμβατική τεχνολογία)
- β) Προτεινόμενο σενάριο (τεχνολογία καθαρής ενέργειας)

Όπου η ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ (t CO₂) ισούται με τη διαφορά του παράγοντα εκπομπής (t CO₂/MWh) του βασικού σεναρίου αναφοράς ως προς τον παράγοντα (CO₂/MWh) του προτεινόμενου σεναρίου, επί την ετήσια αποδιδόμενη ενέργεια τελικής χρήσης σε (MWh).

Για το σκοπό αυτόν, οι ποσότητες CH₄ και NO_x έχουν μετατραπεί σε ισοδύναμες CO₂, βάσει της συνεισφοράς τους στην παγκόσμια κλιματική αλλαγή. Εισάγεται η έννοια του συντελεστή εκπομπής σε t CO₂/έτος. Η εφαρμογή έχει παράλληλα τη δυνατότητα να συνυπολογίσει και τις απώλειες λόγω φαινομένων μεταφοράς και διάχυσης, καθώς επίσης και τα κόστη των συναλλαγών πίστωσης ΑΤΘ. Δίδεται η δυνατότητα ακολούθησης τριών μεθοδολογιών:

- Τυπική ανάλυση: Το λογισμικό χρησιμοποιεί αυτόματα τυπικές τιμές της βιομηχανίας και της IPCC για:
 - α) Παράγοντες ισοδυναμίας CO₂, για CH₄ και N₂O.
 - β) Εκπομπές CO₂, CH₄, και N₂O για κοινά καύσιμα.
 - γ) Απόδοση για μετατροπή καυσίμου σε θερμότητα ή ηλεκτρισμό.
- Εξατομικευμένη ανάλυση: ο χρήστης προσδιορίζει αυτές τις τιμές.
- Εξειδικευμένη από το χρήστη (ανάλυση): ο χρήστης εισάγει άμεσα τους.

παράγοντες εκπομπών ΑΤΘ (δεν προσδιορίζει καύσιμα και απόδοση μετατροπών).

A) Για την Αθήνα

Η ετήσια εξοικονόμηση ρύπων για το σύστημα ψύξης με απορρόφηση που χρησιμοποιεί φυσικό αέριο φαίνεται στο σχήμα 6.2.1.9. και αν εκφραστεί σε αυτοκίνητα που δεν χρησιμοποιούνται αντιστοιχεί σε 28 οχήματα. Στην εικόνα 6.2.1.10. φαίνεται η εξοικονόμηση ρύπων για το σύστημα που χρησιμοποιεί βιομάζα και αντιστοιχεί σε 46.5 οχήματα που δεν χρησιμοποιούνται.

Βασική περίπτωση συστήματος ηλεκτρισμού (Σενάριο Αναφοράς)		Συντελεστής εκπομπής ΑΤΘ (εξαιρούνται Μ&Δ)	Απώλειες Μ&Δ	Συντελεστής εκπομπής ΑΤΘ
Κράτος - περιφέρεια	Τύπος Καυσίμου	tn CO2/MWh	%	tn CO2/MWh
Ελλάδα	Ανθρακας	0,988	10,0%	1,098
Εκπομπές ΑΤΘ				
Βασική περίπτωση	tn CO2	257,7		
Προτεινόμενη περίπτωση	tn CO2	105,0		
Μικτή ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ	tn CO2	152,6		
Τέλη συναλλαγών πιστώσεων εκπομπών ΑΤΘ	%			
Καθαρή ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ	tn CO2	152,6	ισοδυναμεί με	28,0
Εσοδα από τη μείωση εκπομπών ΑΤΘ				
Τιμή πιστώσης μείωσης εκπομπών ΑΤΘ	€/tn CO2			

Αυτοκίνητα και ελαφριά φορτηγά δεν χρησιμοποιούνται

Εικόνα 6.2.1.9. Εξοικονόμηση ρύπων για την Αθήνα με χρήση φυσικού αερίου

Βασική περίπτωση συστήματος ηλεκτρισμού (Σενάριο Αναφοράς)		Συντελεστής εκπομπής ΑΤΘ (εξαιρούνται Μ&Δ)	Απώλειες Μ&Δ	Συντελεστής εκπομπής ΑΤΘ
Κράτος - περιφέρεια	Τύπος Καυσίμου	tn CO2/MWh	%	tn CO2/MWh
Ελλάδα	Ανθρακας	0,988	10,0%	1,098
Εκπομπές ΑΤΘ				
Βασική περίπτωση	tn CO2	257,7		
Προτεινόμενη περίπτωση	tn CO2	3,9		
Μικτή ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ	tn CO2	253,7		
Τέλη συναλλαγών πιστώσεων εκπομπών ΑΤΘ	%			
Καθαρή ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ	tn CO2	253,7	ισοδυναμεί με	46,5
Εσοδα από τη μείωση εκπομπών ΑΤΘ				
Τιμή πιστώσης μείωσης εκπομπών ΑΤΘ	€/tn CO2			

Αυτοκίνητα και ελαφριά φορτηγά δεν χρησιμοποιούνται

Εικόνα 6.2.1.10. Εξοικονόμηση ρύπων για την Αθήνα με χρήση βιομάζας

Β) Για τη Θεσσαλονίκη

Για τη Θεσσαλονίκη παρατηρούμε ότι οι εξοικονόμηση ρύπων είναι λίγο χαμηλότερη σε σχέση με την Αθήνα γεγονός που οφείλεται στο μικρότερο ψυκτικό φορτίο λόγω των διαφορετικών κλιματολογικών συνθηκών. Έτσι για το σύστημα με φυσικό αέριο η εξοικονόμηση φαίνεται στην εικόνα 6.2.1.11. και αντιστοιχεί στη μη χρησιμοποίηση 23.2 οχημάτων, ενώ αντίστοιχα για το σύστημα με βιομάζα η εξοικονόμηση ανέρχεται στα 38.6 οχήματα όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα (εικόνα 6.2.1.12.).

Ανάλυση Εκπομπών				
Βασική περίπτωση συστήματος ηλεκτρισμού (Σενάριο Αναφοράς)	Τύπος Καυσίμου	Συντελεστής εκπομπής ΑΤΘ (εξαιρούνται Μ&Δ) tn CO2/MWh	Απώλειες Μ&Δ %	Συντελεστής εκπομπής ΑΤΘ tn CO2/MWh
Κράτος - περιφέρεια				
Ελλάδα	Ανθρακας	0,988	10,0%	1,098
Εκπομπές ΑΤΘ				
Βασική περίπτωση	tn CO2	214,2		
Προτεινόμενη περίπτωση	tn CO2	87,3		
Μικτή ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ	tn CO2	126,9		
Τέλη συναλλαγών πιστώσεων εκπομπών ΑΤΘ	%			
Καθαρή ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ	tn CO2	126,9	ισοδυναμεί με	23,2 Αυτοκίνητα και ελαφριά φορτηγά δεν χρησιμοποιούνται
Εσοδα από τη μείωση εκπομπών ΑΤΘ				
Τιμή πίστωσης μείωσης εκπομπών ΑΤΘ	€/tn CO2			

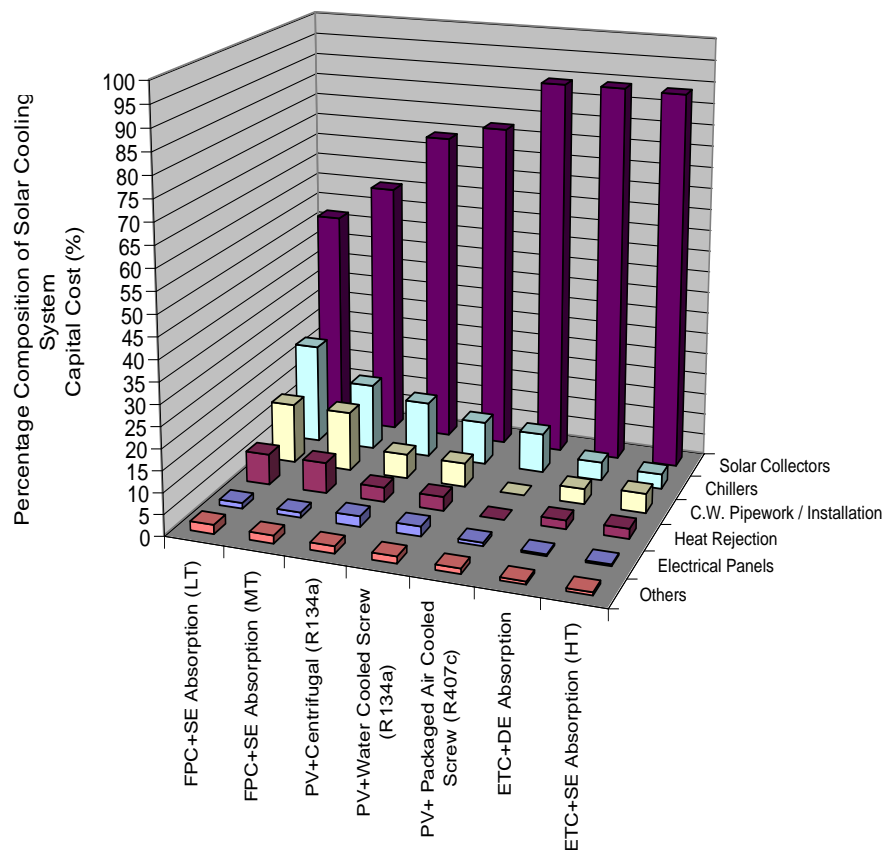
Εικόνα 6.2.1.11. Εξοικονόμηση ρύπων για τη Θεσσαλονίκη με χρήση φυσικού αερίου

Ανάλυση Εκπομπών				
Βασική περίπτωση συστήματος ηλεκτρισμού (Σενάριο Αναφοράς)	Τύπος Καυσίμου	Συντελεστής εκπομπής ΑΤΘ (εξαιρούνται Μ&Δ) tn CO2/MWh	Απώλειες Μ&Δ %	Συντελεστής εκπομπής ΑΤΘ tn CO2/MWh
Κράτος - περιφέρεια				
Ελλάδα	Ανθρακας	0,988	10,0%	1,098
Εκπομπές ΑΤΘ				
Βασική περίπτωση	tn CO2	214,2		
Προτεινόμενη περίπτωση	tn CO2	3,3		
Μικτή ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ	tn CO2	210,9		
Τέλη συναλλαγών πιστώσεων εκπομπών ΑΤΘ	%			
Καθαρή ετήσια μείωση εκπομπών ΑΤΘ	tn CO2	210,9	ισοδυναμεί με	38,6 Αυτοκίνητα και ελαφριά φορτηγά δεν χρησιμοποιούνται
Εσοδα από τη μείωση εκπομπών ΑΤΘ				
Τιμή πίστωσης μείωσης εκπομπών ΑΤΘ	€/tn CO2			

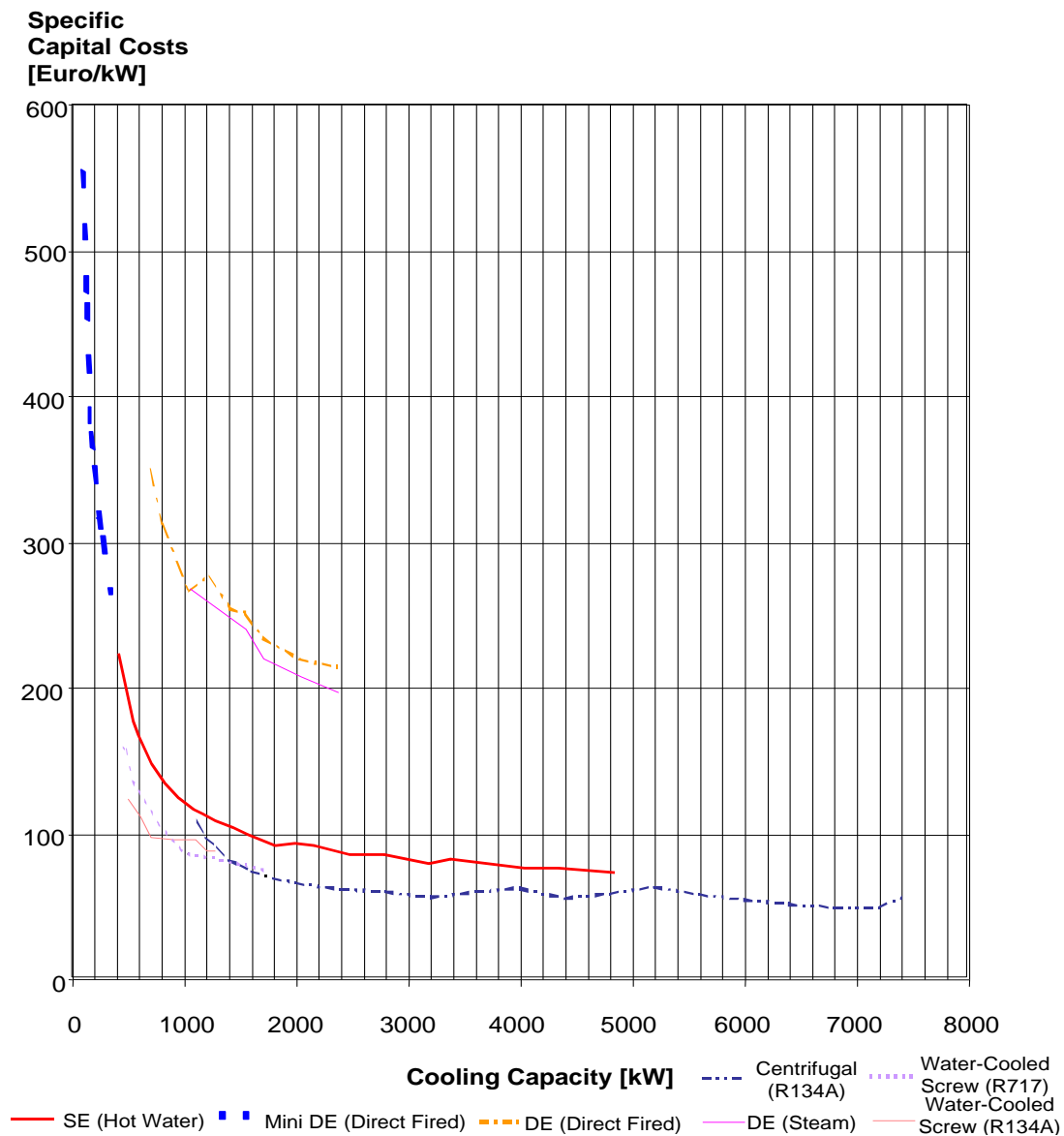
Εικόνα 6.2.1.12. Εξοικονόμηση ρύπων για τη Θεσσαλονίκη με χρήση βιομάζας

Οικονομική ανάλυση

Στα πλαίσια της οικονομικής ανάλυσης θα πρέπει να εκτιμηθεί το κόστος των προτεινόμενων εγκαταστάσεων έτσι ώστε να αξιολογηθούν και να συγκριθούν τα οικονομικά τους στοιχεία. Για να γίνει μια ενδεικτική εκτίμηση του κόστους της μονάδας ψύξης με απορρόφηση που χρησιμοποιεί φυσικό αέριο χρησιμοποιούνται τα στοιχεία της μελέτης των A. Syed et al. [31] απ όπου εκτιμάται η τιμή μιας μονάδας απορρόφησης ανά kWh. Στα παρακάτω σχήματα φαίνονται τα στοιχεία που βοηθούν στην εκτίμηση του κόστους της εγκατάστασης.



Εικόνα 6.2.1.13. Ποσοστιαία κόστη ηλιακών συστημάτων ψύξης με απορρόφηση [31].



Εικόνα 6.2.1.14. Κόστη ανά kWh ψυκτών απορρόφησης [31].

Έτσι το κόστος της εγκατάστασης με τη χρήση φυσικού αερίου λαμβάνεται περίπου στα 300€/kWh, οπότε $245\text{kWh} \times 300\text{€/kWh} = 73.500\text{€}$. Υποθέσουμε ότι το κόστος ανάπτυξης αναλογικά αντιστοιχεί στα 3.000€, το κόστος των μηχανολογικών στα 6.000€, το κόστος μεταφοράς και λοιπών ανταλλακτικών στα 1.000€. Ενώ έχουμε και 800€ το χρόνο έξοδα ελέγχου και συντήρησης, για διάρκεια ζωής του έργου 20 έτη. Έτσι

ενδεικτικά το κόστος της εγκατάστασης με φυσικό αέριο ανέρχεται στα 99.500€.

Αντίστοιχα για την εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση που χρησιμοποιεί βιομάζα το κόστος εγκατάστασης λαμβάνεται περίπου στα 380€/kWh, οπότε $245\text{kWh} \times 380\text{€/kWh} = 93.100\text{€}$. Το κόστος αυτής της εγκατάστασης λαμβάνεται ελαφρά αυξημένο λόγω του καυστήρα βιομάζας ή πιθανής χρήσης αεριοποιητή βιομάζας. Επίσης ένα ποσό θα πρέπει να ληφθεί υπ' όψη για την κατασκευή κατάλληλων αποθηκευτικών χώρων και συστήματος μεταφοράς της βιομάζας στον καυστήρα. Έτσι λοιπόν υποθέτουμε αντίστοιχα ότι το κόστος ανάπτυξης κυμαίνεται στα 7.000€, το κόστος των μηχανολογικών στα 12.000€, το κόστος μεταφοράς και λοιπών ανταλλακτικών στα 2.000€. Ενώ έχουμε και 1.600€ το χρόνο έξοδα ελέγχου και συντήρησης, για διάρκεια ζωής του έργου 20 έτη. Έτσι ενδεικτικά το κόστος της εγκατάστασης με φυσικό αέριο ανέρχεται στα 146.100€.

Με βάση τα παραπάνω κόστη και θεωρώντας μια τιμή πληθωρισμού 4%, για διάρκεια ζωής του έργου 20 έτη το RETScreen υπολογίζει με βάση τα έσοδα που προκύπτουν από το κόστος καυσίμου τα διαγράμματα των αθροιστικών χρηματορροών και τα χρόνια στα οποία γίνεται απόσβεση της εγκατάστασης.

Με τον όρο χρηματορροή ονομάζουμε κάθε έσοδο ή δαπάνη που πραγματοποιείται μια δεδομένη χρονική στιγμή. Θετικού πρόσημου χρηματορροές θεωρούνται όλες οι εισροές μετρητών από χρηματοδοτικούς πόρους (κεφάλαια, δανεισμός, κ.τ.λ.), καθώς και τα έσοδα πωλήσεων της μονάδας (εισπράξεις). Αρνητικού πρόσημου χρηματορροές θεωρούνται τα συνολικά πάγια έξοδα για την αγορά και εγκατάσταση, το λειτουργικό κόστος, η αποπληρωμή των δανείων, οι πληρωμές των φόρων και οι λοιπές πληρωμές που μπορεί να πραγματοποιηθούν. Επίσης με τον όρο πληθωρισμό, εννοούμε την αύξηση των τιμών των αγαθών και των υπηρεσιών, εκπεφρασμένο ως μια ετήσια ποσοστιαία μεταβολή τους. Η μεταβολή αυτή είναι συνάρτηση της μεταβολής των τιμών ενός συγκεκριμένου φάσματος καταναλωτικών

αγαθών και υπηρεσιών, που θεωρούνται αντιπροσωπευτικά των αναγκών του μέσου καταναλωτή.

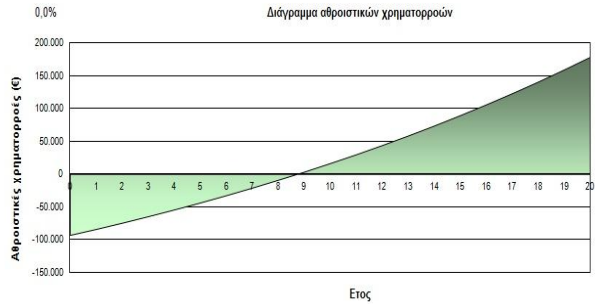
Επίσης για την εκτίμηση βιωσιμότητας του έργου το Retscreen υπολογίζει το συντελεστή εσωτερικής απόδοσης IRR. Ο συντελεστής της εσωτερικής απόδοσης είναι εκείνο το επιτόκιο που θα εξισώσει την παρούσα αξία των προβλεπόμενων μελλοντικών ροών ή εισπράξεων της επένδυσης με το κόστος της επένδυσης. Το μέγεθος αυτό δηλαδή, ισούται με το επιτόκιο το οποίο πρέπει να ισχύει, ούτως ώστε εάν επενδύσουμε σήμερα ένα ποσό Χ να έχουμε μετά από π.χ. 1 έτος ένα ποσό 'Χ.

Α) Αν το κτίριο βρίσκεται στην Αθήνα.

Στην εικόνα 6.2.1.15. φαίνεται η οικονομική ανάλυση της τοποθέτησης ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση, που χρησιμοποιεί φυσικό αέριο, για τα κλιματολογικά δεδομένα της Αθήνας. Στην εικόνα φαίνονται το διάγραμμα των χρηματορροών, ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης, το έτος στο οποίο γίνεται απόσβεση της εγκατάστασης, καθώς και τα έσοδα στο τέλος της διάρκειας ζωής του έργου. Αντίστοιχα στην εικόνα 6.2.1.16. φαίνονται τα οικονομικά στοιχεία για το σύστημα με χρήση βιομάζας για τα κλιματολογικά δεδομένα της Αθήνας.

Οικονομική Ανάλυση

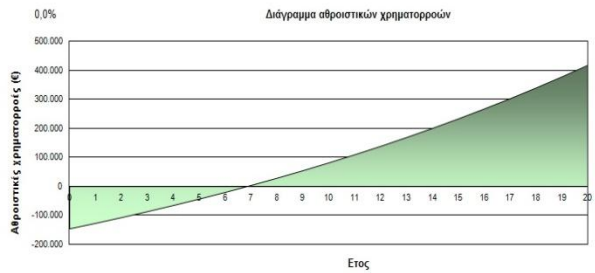
Οικονομικοί Παράμετροι			
Τμή πληθωρισμού	%		4,0%
Διάρκεια ζωής έργου	έτος		20
Τοκαχρεολύσιο	%		
Αρχικά κόστη			
Σύστημα ψύξης	€		93.100
Άλλο	€		0,0%
Συνολικά αρχικά κόστη	€		93.100
Κίνητρα και επιχορηγήσεις			
€			0,0%
Ετήσια κόστη και πληρωμές χρέους			
Κόστος Λειτουργίας & Συντήρησης (εξοικονόμηση)	€		
Κόστος καυσίμου - προτεινόμενη περίπτωση	€		26.404
Τριμολόγηση ισχύος - Βασική περίπτωση	€		-2.310
Συνολικά ετήσια κόστη	€		24.094
Ετήσιες αποταμιεύσεις και έσοδα			
Κόστος καυσίμου - βασική περίπτωση	€		32.858
Άλλο	€		
Συνολικές ετήσιες αποταμιεύσεις και εισόδημα	€		32.858
Οικονομική Βιωσιμότητα			
(IRR) προ φόρου - περιουσιακά στοιχεία	%		11,2%
Απλή αποπληρωμή	έτος		10,6
Αποπληρωμή Μετοχών	έτος		8,7



Εικόνα 6.2.1.15. Οικονομική ανάλυση συστήματος φυσικού αερίου στην Αθήνα.

Οικονομική Ανάλυση

Οικονομικοί Παράμετροι			
Τμή πληθωρισμού	%		4,0%
Διάρκεια ζωής έργου	έτος		20
Τοκαχρεολύσιο	%		
Αρχικά κόστη			
Σύστημα ψύξης	€		146.100
Άλλο	€		0,0%
Συνολικά αρχικά κόστη	€		146.100
Κίνητρα και επιχορηγήσεις			
€			0,0%
Ετήσια κόστη και πληρωμές χρέους			
Κόστος Λειτουργίας & Συντήρησης (εξοικονόμηση)	€		
Κόστος καυσίμου - προτεινόμενη περίπτωση	€		19.242
Τριμολόγηση ισχύος - Βασική περίπτωση	€		-2.310
Συνολικά ετήσια κόστη	€		16.932
Ετήσιες αποταμιεύσεις και έσοδα			
Κόστος καυσίμου - βασική περίπτωση	€		35.205
Άλλο	€		
Συνολικές ετήσιες αποταμιεύσεις και εισόδημα	€		35.205
Οικονομική Βιωσιμότητα			
(IRR) προ φόρου - περιουσιακά στοιχεία	%		15,4%
Απλή αποπληρωμή	έτος		8,0
Αποπληρωμή Μετοχών	έτος		6,8



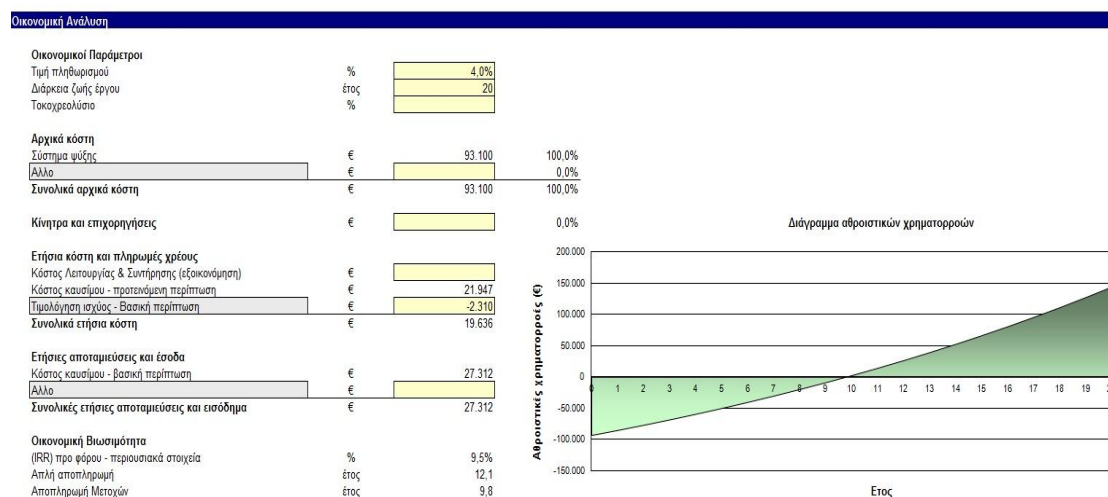
Εικόνα 6.2.1.16. Οικονομική ανάλυση συστήματος βιομάζας στην Αθήνα.

Παρατηρούμε πως στην περίπτωση του φυσικού αερίου ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης είναι 11,2% και απόσβεση της εγκατάστασης γίνεται στα 8,7 έτη, ενώ στο τέλος της διάρκειας ζωής θα έχει αποφέρει περίπου 175.000€ έσοδα.

Αντίστοιχα στην περίπτωση της βιομάζας υπολογίζεται στο 15,4% ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης, στα 6,8 έτη η απόσβεση της εγκατάστασης και τα έσοδα στο τέλος της 20ετίας περίπου στα 405.000€.

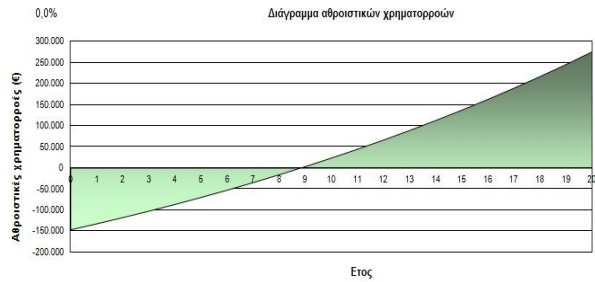
B) Αν το κτίριο βρίσκεται στη Θεσσαλονίκη

Στην εικόνα 6.2.1.17. παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά της οικονομικής ανάλυσης της τοποθέτησης ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση, που χρησιμοποιεί φυσικό αέριο, για τα κλιματολογικά δεδομένα της Θεσσαλονίκης. Στην εικόνα φαίνονται το διάγραμμα των χρηματοροών, ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης, το έτος στο οποίο γίνεται απόσβεση της εγκατάστασης, καθώς και τα έσοδα στο τέλος της διάρκειας ζωής του έργου. Αντίστοιχα στην εικόνα 6.2.1.18. παρουσιάζονται τα οικονομικά στοιχεία για το σύστημα με χρήση βιομάζας για τα κλιματολογικά δεδομένα της Θεσσαλονίκης.



Εικόνα 6.2.1.17. Οικονομική ανάλυση συστήματος φυσικού αερίου στη Θεσσαλονίκη

Οικονομικοί Παράμετροι			
Τιμή πληθωρισμού	%	4,0%	
Διάρκεια ζωής έργου	έτος	20	
Τοκαχρεολύσιο	%		
Αρχικά κόστη			
Σύστημα ψύξης	€	146.100	100,0%
Άλλο	€		0,0%
Συνολικά αρχικά κόστη	€	146.100	100,0%
Κίνητρα και επιχορηγήσεις			
€			0,0%
Ετήσια κόστη και πληρωμές χρέους			
Κόστος Λειτουργίας & Συντήρησης (εξοικονόμηση)	€		
Κόστος καυσίμου - προτεινόμενη περίπτωση	€	15.994	
Προβλεπόμενη ισχύς - Βασική περίπτωση	€	-2.310	
Συνολικά ετήσια κόστη	€	13.684	
Ετήσιες αποταμιεύσεις και έσοδα			
Κόστος καυσίμου - βασική περίπτωση	€	27.312	
Άλλο	€		
Συνολικές ετήσιες αποταμιεύσεις και εισόδημα	€	27.312	
Οικονομική Βιωσιμότητα			
(IRR) προ φόρου - περιστασιακά στοιχεία	%	11,1%	
Απλή αποπληρωμή	έτος	10,7	
Αποπληρωμή Μετοχών	έτος	8,8	



Εικόνα 6.2.1.18. Οικονομική ανάλυση συστήματος βιομάζας στη Θεσσαλονίκη

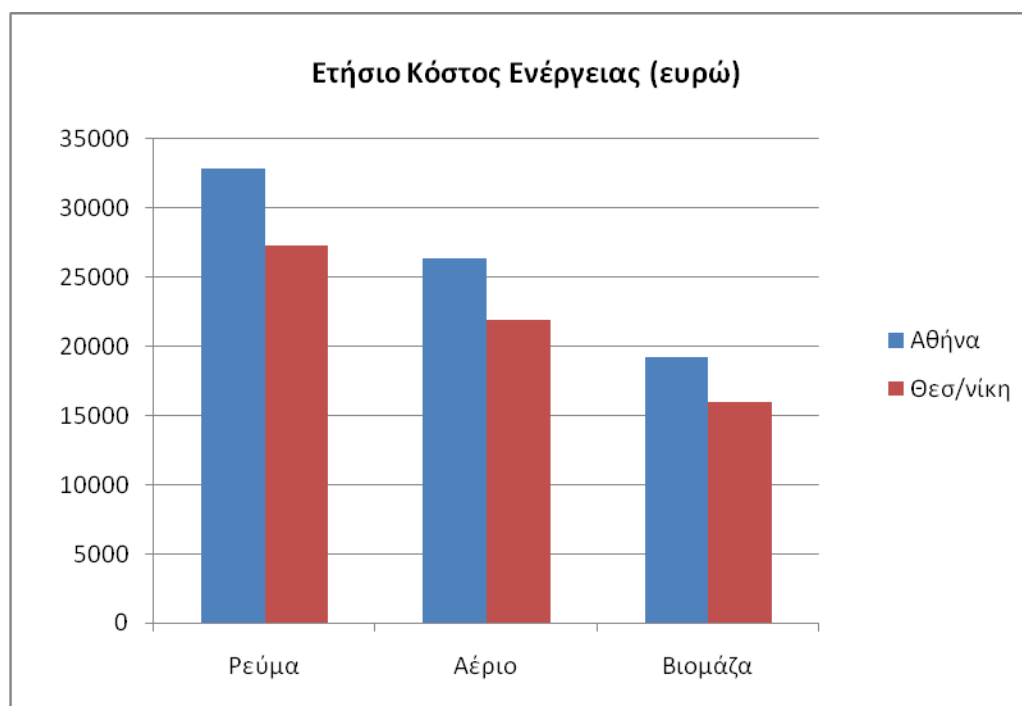
Παρατηρούμε πως στην περίπτωση του φυσικού αερίου ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης είναι 9.5% και απόσβεση της εγκατάστασης γίνεται στα 9.8 έτη, ενώ στο τέλος της διάρκειας ζωής θα έχει αποφέρει περίπου 150.000€ έσοδα.

Αντίστοιχα στην περίπτωση της βιομάζας υπολογίζεται στο 11.1% ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης, στα 8.8 έτη η απόσβεση της εγκατάστασης και τα έσοδα στο τέλος της 20ετίας περίπου στα 275.000€.

6.2.2. Συμπεράσματα

1. Ετήσια κατανάλωση ενέργειας

Είναι σαφές πως το μεγαλύτερο κόστος ενέργειας αντιστοιχεί στο ηλεκτρικό ρεύμα παρόλο που επηρεάζεται από το διαφορετικό ψυκτικό φορτίο λόγω των διαφορετικών κλιματολογικών δεδομένων των δύο πόλεων. Ακολουθεί το φυσικό αέριο και τέλος η βιομάζα με το μικρότερο κόστος, που κυμαίνεται ανάμεσα στις δύο πόλεις, με τη Θεσσαλονίκη να έχει το μικρότερο κόστος λόγω του ότι βρίσκεται βορειότερα και τα φορτία ψύξης που έχει να αντιμετωπίσει είναι μικρότερα.

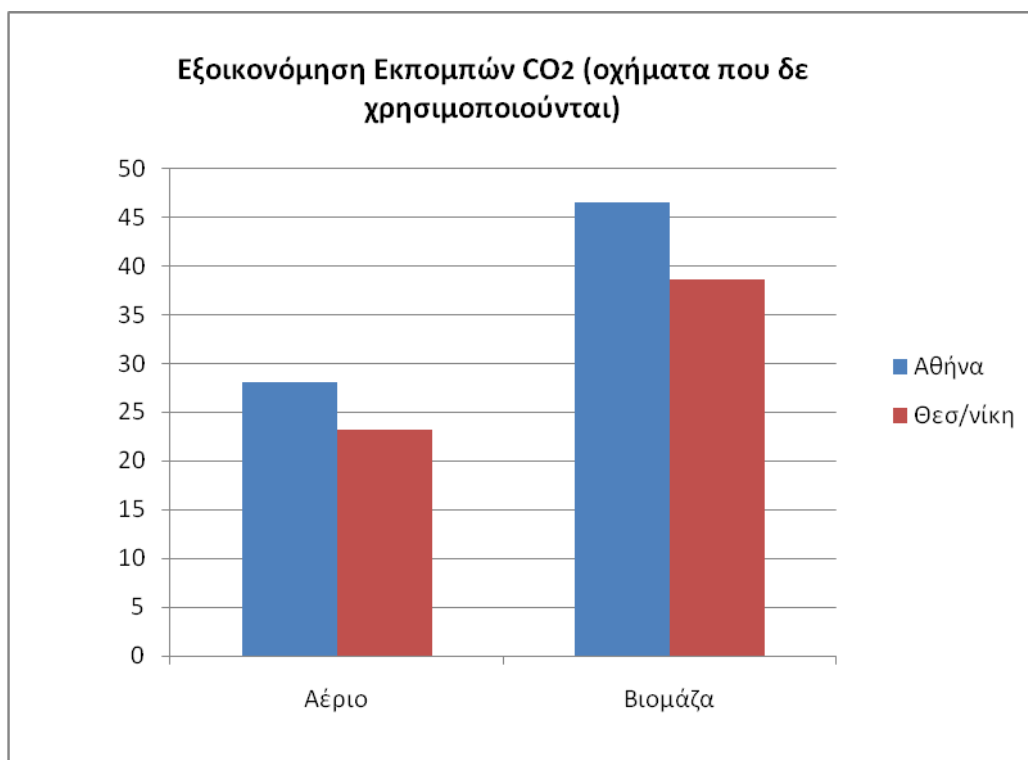


Διάγραμμα 6.2.2.1. Ετήσιο Κόστος Ενέργειας

2. Εξοικονόμηση εκπομπών CO₂

Η εξοικονόμηση εκπομπών CO₂ προκύπτει από την αφαίρεση των εκπομπών των συστημάτων απορρόφησης (φυσικό αέριο, βιομάζα), από τις εκπομπές του συμβατικού συστήματος- συστήματος βάσης (ηλεκτρική ενέργεια). Αν τώρα τη διαφορά αυτή την εκφράσουμε σε κέρδος μη χρησιμοποίησης οχημάτων, προκύπτει το επόμενο διάγραμμα.

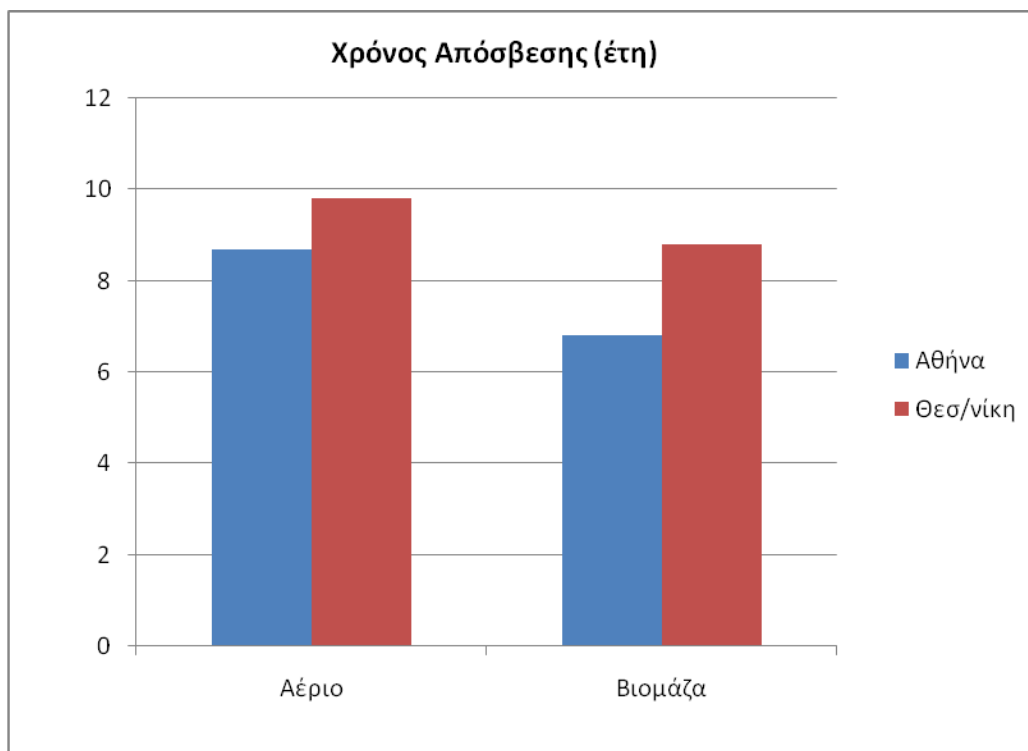
Στο διάγραμμα φαίνεται ξεκάθαρα πως οι εκπομπές CO₂ της βιομάζας είναι αρκετά χαμηλότερες, γι αυτό και υπάρχει μεγαλύτερη εξοικονόμηση άρα ισοδύναμα και περισσότερα οχήματα που δε χρησιμοποιούνται. Γενικότερα οποιοδήποτε από τα δύο καύσιμα και αν χρησιμοποιήσουμε και σε όποια από τις δύο πόλεις και αν βρισκόμαστε αντιστοιχεί τουλάχιστο σε 22 οχήματα που δε χρησιμοποιούνται.



Διάγραμμα 6.2.2.2. Εξοικονόμηση εκπομπών CO₂.

3. Χρόνος απόσβεσης της επένδυσης

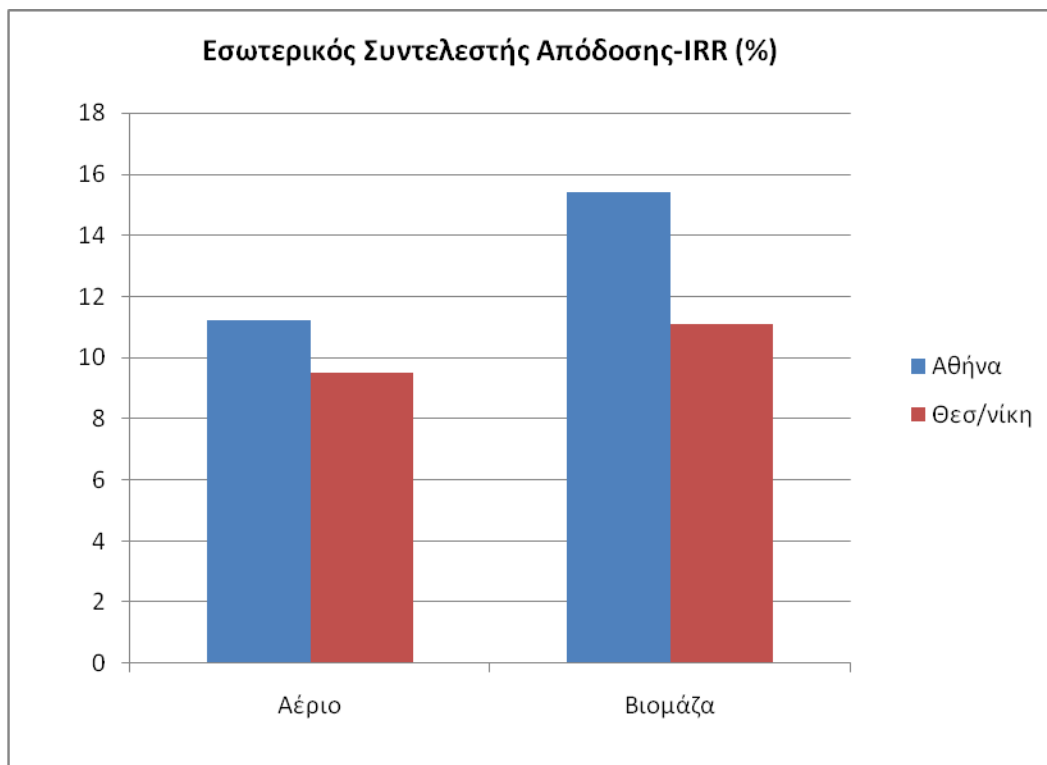
Παρατηρούμε πως ο χρόνος απόσβεσης της επένδυσης κυμαίνεται από 6.8 χρόνια έως 9.8. Περισσότερο αργεί η απόσβεση για τα κλιματολογικά δεδομένα της Θεσσαλονίκης όπου το ψυκτικό φορτίο που καλύπτεται είναι μικρότερο και οπότε το όφελος από την εξοικονόμηση είναι μικρότερο. Επίσης παρατηρούμε πως το σύστημα ψύξης που χρησιμοποιεί βιομάζα έχει μεγαλύτερο κέρδος από την εξοικονόμηση ενέργειας και γι αυτό κάνει πιο σύντομα απόσβεση από το σύστημα που χρησιμοποιεί φυσικό αέριο. Έτσι παρατηρούμε πως το σύστημα βιομάζας έχει χρόνους απόσβεσης 6.8 και 8.8 χρόνια, σε αντίθεση με το σύστημα που χρησιμοποιεί φυσικό αέριο που κάνει 8.7 και 9.8 χρόνια, για την Αθήνα και τη Θεσσαλονίκη αντίστοιχα.



Διάγραμμα 6.2.2.3. Χρόνος απόσβεσης της εγκατάστασης

4. Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης- IRR

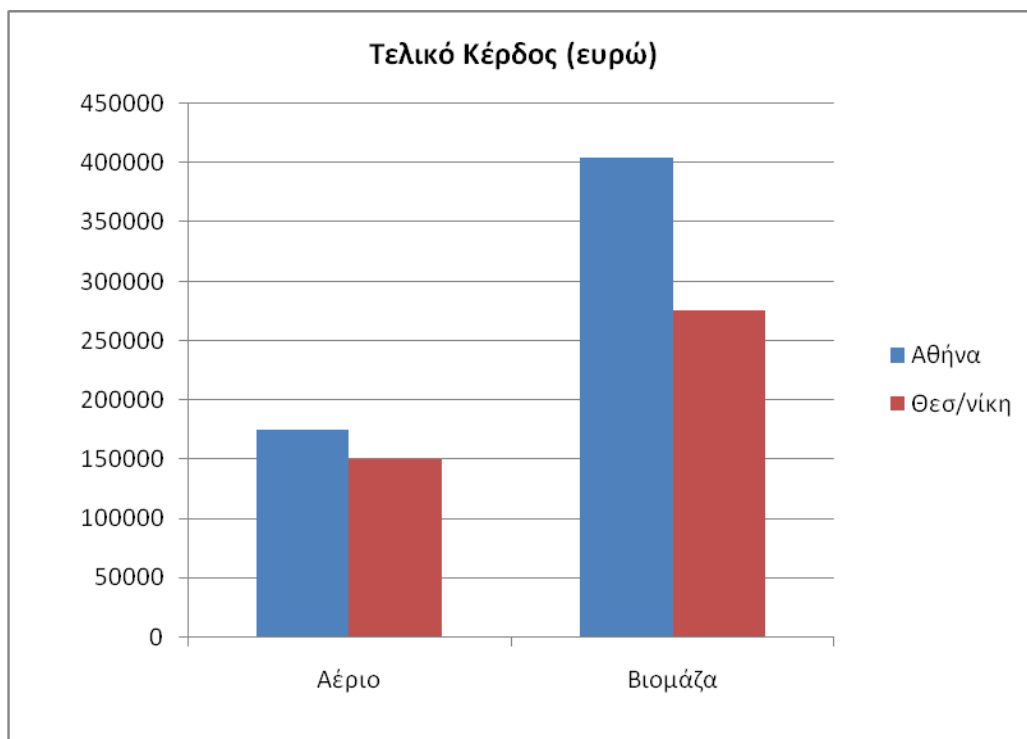
Ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης- IRR εκφράζει τη βιωσιμότητα μιας επένδυσης. Στην περίπτωση μας παρατηρούμε πως ο μεγαλύτερος IRR εμφανίζεται εκεί που έχουμε το μεγαλύτερο φορτίο ψύξης, δηλαδή περισσότερη ηλιοφάνεια και μεγαλύτερη θερμοκρασία περιβάλλοντος, άρα και μεγαλύτερο κέρδος από την κατανάλωση του προτεινόμενου καυσίμου. Έτσι παρατηρούμε πως ο υψηλότερος εσωτερικός συντελεστής απόδοσης εμφανίζεται στην Αθήνα και για την εφαρμογή του συστήματος βιομάζας.



Διάγραμμα 6.2.2.4. Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης- IRR

5. Τελικό κέρδος

Ένας από τους σημαντικότερους δείκτες για καθέναν που πραγματοποιεί μια επένδυση είναι το κέρδος. Το τελικό κέρδος εξαρτάται από το χρόνο απόσβεσης, αφού ουσιαστικά αποτελεί το άθροισμα των εισοδημάτων της επένδυσης μετά την απόσβεσή της. Δηλαδή όσο μικρότερος είναι ο χρόνος απόσβεσης μιας επένδυσης και όσο μεγαλύτερο είναι το όφελος από το προτεινόμενο καύσιμο, τόσο μεγαλύτερο είναι το τελικό της κέρδος. Δηλαδή αν είχαμε μεγαλύτερα φορτία να καλύψουμε, θα είχαμε μεγαλύτερο κέρδος ανά έτος άρα και μεγαλύτερο τελικό κέρδος. Στην περίπτωση μας παρατηρούμε πως τα μεγαλύτερα τελικά κέρδη τα έχουμε από τις μονάδες που λειτουργούν με βιομάζα και συγκεκριμένα στην Αθήνα όπου και έχουμε να καλύψουμε μεγαλύτερο φορτίο ψύξης, άρα και μεγαλύτερο κέρδος από τα προτεινόμενα καύσιμα.



Διάγραμμα 6.2.2.5. Τελικό κέρδος των συστημάτων

6. Συνοπτική παρουσίαση αποτελεσμάτων

Τα παραπάνω γραφήματα αποτελούν τα αποτελέσματα των μελετών που πραγματοποιήθηκαν για τις επενδύσεις των δύο τύπων εγκαταστάσεων στις δύο πόλεις. Τα αποτελέσματα φαίνονται συγκεντρωμένα στον παρακάτω πίνακα. Ουσιαστικά δύο είναι οι παράγοντες που καθορίζουν την οικονομικότητα της εγκατάστασης. Ο πρώτος είναι η τιμή του προτεινόμενου καυσίμου, η οποία καθορίζει το κέρδος ανά έτος σε σχέση με το συμβατικό καύσιμο. Ο δεύτερος παράγοντας είναι το ψυκτικό φορτίο που καλύπτεται και εξαρτάται από τα κλιματολογικά δεδομένα της κάθε περιοχής. Έτσι οι αποδοτικότερες επενδύσεις είναι αυτές που έχουν μεγάλο κέρδος από τη διαφορά του συμβατικού με το προτεινόμενο καύσιμο, και ταυτόχρονα καλύπτουν και μεγάλο ψυκτικό φορτίο. Έτσι καταλληλότερες συνθήκες για την πραγματοποίηση της επένδυσης αποτελούν οι κλιματολογικές συνθήκες της Αθήνας και η βιομάζα αποτελεί το πιο συμφέρον καύσιμο για την προτεινόμενη περίπτωση.

	Αθήνα		Θεσ/νίκη	
	Φυσικό αέριο	Βιομάζα	Φυσικό αέριο	Βιομάζα
Ετήσια κατανάλωση (ευρώ)	26404	19244	21947	15994
Εξοικονόμηση εκπομπών CO2(οχήματα)	28	46,5	23,2	38,6
Χρόνος Απόσβεσης(έτη)	8,7	6,8	9,8	8,8
Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR(%)	11,2	15,4	9,5	11,1
Τελικό κέρδος(ευρώ)	175000	405000	150000	275000

Πίνακας 6.2.2.6. Συγκεντρωτικός πίνακας

6.3. Οικονομική μελέτη της εγκατάστασης του BCT-16

Στην υποενότητα αυτή μελετάται η οικονομική βιωσιμότητα του BCT-16. Με τη βοήθεια του Microsoft Excel υπολογίζεται ο χρόνος απόσβεσης, ο εσωτερικός συντελεστής απόσβεσης και η καθαρή παρούσα αξία της επένδυσης σε δύο περιπτώσεις, όταν η επένδυση πραγματοποιείται εξ ολοκλήρου με ίδια κεφάλαια και όταν η επένδυση πραγματοποιείται κατά 60% με ίδια κεφάλαια και κατά 40% με δάνειο.

Όπως και στην προηγούμενη ενότητα γίνονται παραδοχές για τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης, την τιμή του ηλεκτρικού ρεύματος και του φυσικού αερίου καθώς και για τα επιτόκια προεξόφλησης και δανεισμού. Έτσι θεωρούμε πως η εγκατάσταση θα λειτουργεί για 1440 ώρες, δηλαδή για 6 μήνες, 5 ημέρες την εβδομάδα και 10 περίπου ώρες την ημέρα. Η τιμή του ηλεκτρικού ρεύματος λαμβάνεται κατά μέσο όρο 0.13€/kWh καθώς και η τιμή του φυσικού αερίου στα 0.045€/kWh. Επίσης το επιτόκιο προεξόφλησης λαμβάνεται 7% όσο και το επιτόκιο δανεισμού.

Σαν συνολικό κόστος της εγκατάστασης λαμβάνουμε τα 12.000€. Αυτό προκύπτει με βάση το διάγραμμα 6.2.1.14 της προηγούμενης ενότητας για το κόστος ανά kWh καθώς και αναλόγως για τα υπόλοιπα κόστη εγκατάστασης. Σαν έσοδα για την επένδυση της μονάδας ψύξης με απορρόφηση λαμβάνονται τα έσοδα από την εξοικονόμηση του καυσίμου. Δηλαδή για τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης τα έσοδα της λειτουργίας με ψύκτη απορρόφησης που τροφοδοτείται με φυσικό αέριο σε σχέση με τη λειτουργία της εγκατάστασης τις ίδιες ώρες άλλα με συμβατικό ψύκτη που χρησιμοποιεί ηλεκτρική ενέργεια. Ο COP του συμβατικού ψύκτη λαμβάνεται όπως και προηγουμένως ίσος με 3. Τέλος θεωρούμε ένα φορολογικό συντελεστή 30%, το κόστος συντήρησης ίσο με 7% της επένδυσης και τη διάρκεια ζωής της επένδυσης στα 20 χρόνια, κατά το τέλος των οποίων υπάρχει μια υπολειμματική αξία της εγκατάστασης που αντιστοιχεί στο 20% του κόστους της επένδυσης. Στον πίνακα 6.3.1. παρουσιάζονται τα δεδομένα και οι παραδοχές για την επένδυση.

Ψύκτης Απορρόφησης		
1.	Γενική Περιγραφή	
1.1	Ώρες λειτουργίας εγκατάστασης	1440,00
1.2	Ψυκτική ικανότητα(kW)	15,00
1.3	COP ψύκτη συμπίεσης	3,00
1.4	COP ψύκτη απορρόφησης	1,22
2.	Τιμές Πώλησης	
2.1	Τιμή ηλεκτρικού ρεύματος €/kW	0,13
2.2	Τιμή φυσικού αερίου €/kW	0,05
3.	Συνολική Επένδυση	
3.1	Έσοδα	2.854,80 €
3.2	Κόστος επένδυσης	12.000,00 €
3.3	Κόστος συντήρησης (7% κόστους επένδυσης)	840,00 €
3.4	Συντελεστής Φόρων (%)	30,00

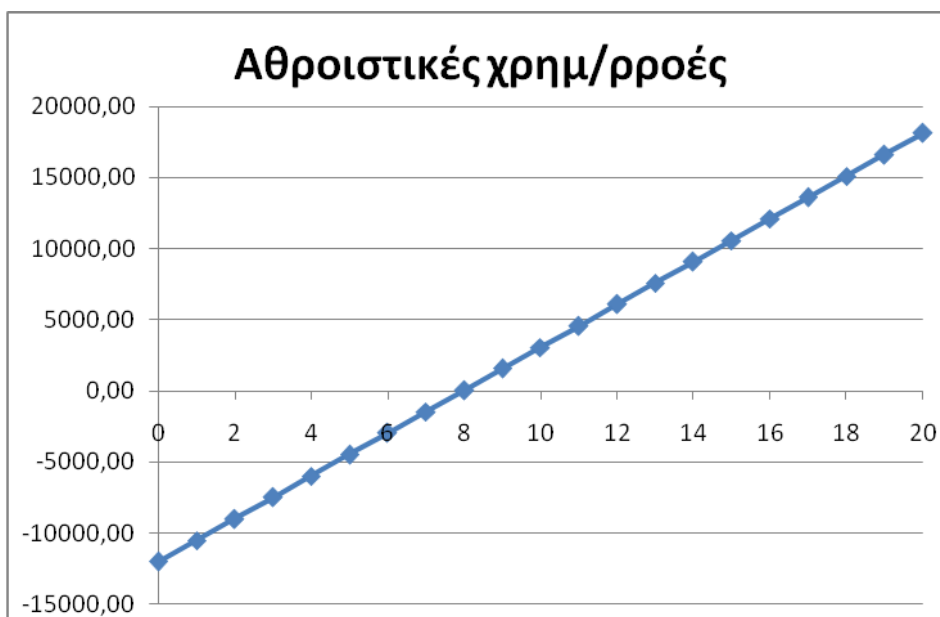
Πίνακας 6.3.1. Βασικά δεδομένα και παραδοχές των επενδύσεων.

A) Με ίδια κεφάλαια

Στον πίνακα 6.3.2 φαίνεται η οικονομική ανάλυση της περίπτωσης αυτής. Παρουσιάζονται ανά έτος λειτουργίας οι αναλυτικές χρηματοροές. Έτσι παρουσιάζεται το διάγραμμα 6.3.3. όπου φαίνονται και τα χρόνια στα οποία γίνεται απόσβεση της εγκατάστασης.

Απόδοση της επένδυσης με χρησιμοποίηση ιδίων κεφαλαίων										
Έτος	Έσοδα	Λειτουργικά κόστη	Τόκος	Απόσβεση	Κέρδη			Αποπληρωμή δανείου	Καθαρές χρημ/ροές	Αθροιστικές χρημ/ροές
					(προ- φόρων)	Καθαρά κέρδη	Καθαρά χρημ/ροές			
0									-12000,00	-12000,00
1	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	-10493,64
2	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	-8987,28
3	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	-7480,92
4	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	-5974,56
5	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	-4468,20
6	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	-2961,84
7	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	-1455,48
8	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	50,88
9	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	1557,24
10	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	3063,60
11	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	4569,96
12	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	6076,32
13	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	7582,68
14	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	9089,04
15	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	10595,40
16	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	12101,76
17	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	13608,12
18	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	15114,48
19	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	16620,84
20	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1521,61	18142,45
NPV=		3703,1		IRR=		11,0%				

Πίνακας 6.3.2. Αναλυτικές χρηματοροές κατά την περίπτωση πραγματοποίησης της επένδυσης με ίδια κεφάλαια.



Διάγραμμα 6.3.3. Αθροιστικές χρηματοροές κατά την περίπτωση πραγματοποίησης της επένδυσης με ίδια κεφάλαια.

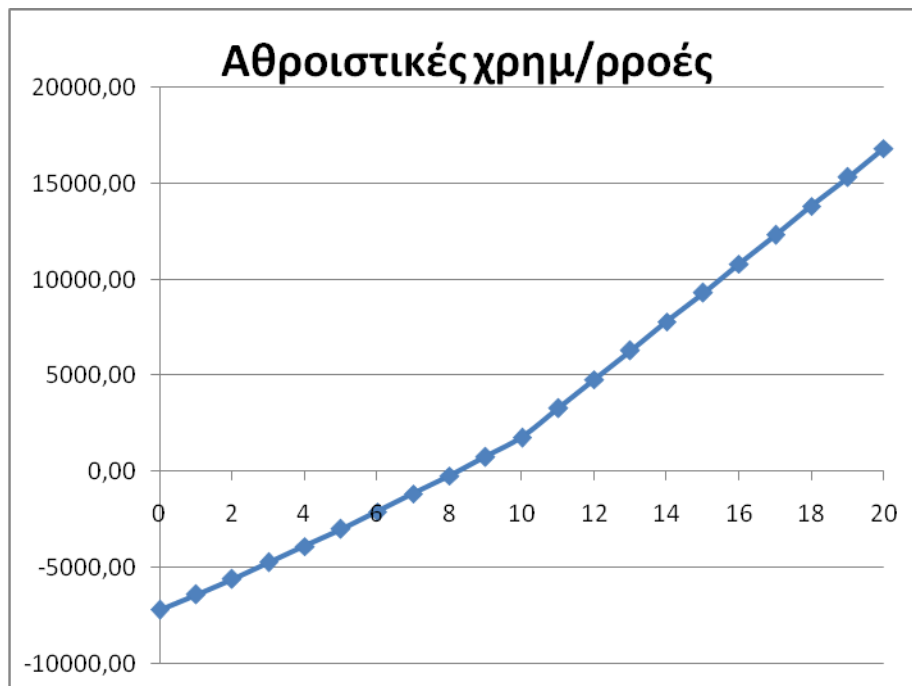
Παρατηρούμε πως η καθαρή παρούσα αξία είναι 3.703,1€, ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης είναι ίσος με 11% και απόσβεση της εγκατάστασης γίνεται περίπου στα 8 χρόνια.

Β) 60% ίδια κεφάλαια και 40% δάνειο.

Στον πίνακα 6.3.4. φαίνεται η οικονομική ανάλυση της β περίπτωσης. Παρουσιάζονται ανά έτος λειτουργίας οι αναλυτικές χρηματοροές. Έτσι παρουσιάζεται το διάγραμμα 6.3.5. όπου φαίνονται και τα χρόνια στα οποία γίνεται απόσβεση της εγκατάστασης.

Απόδοση της επένδυσης με χρησιμοποίηση 60% ιδίων κεφαλαίων										
Έτος	Έσοδα	Λειτουργικά κόστη	Τόκος	Απόσβεση	Κέρδη		Καθαρά κέρδη	Αποπληρωμή δανείου	Καθαρές Χρημ/ροές	Αθροιστικές Χρημ/ροές
					(προ- φορών)	Κέρδη				
0									-7200,00	-7200,00
1	2855	840,00	336,00	320,00	1358,80	951,16	480,00	480,00	791,16	-6408,84
2	2855	840,00	302,40	320,00	1392,40	974,68	480,00	480,00	814,68	-5594,16
3	2855	840,00	268,80	320,00	1426,00	998,20	480,00	480,00	838,20	-4755,96
4	2855	840,00	235,20	320,00	1459,60	1021,72	480,00	480,00	861,72	-3894,24
5	2855	840,00	201,60	320,00	1493,20	1045,24	480,00	480,00	885,24	-3009,00
6	2855	840,00	168,00	320,00	1526,80	1068,76	480,00	480,00	908,76	-2100,24
7	2855	840,00	134,40	320,00	1560,40	1092,28	480,00	480,00	932,28	-1167,96
8	2855	840,00	100,80	320,00	1594,00	1115,80	480,00	480,00	955,80	-212,16
9	2855	840,00	67,20	320,00	1627,60	1139,32	480,00	480,00	979,32	767,16
10	2855	840,00	33,60	320,00	1661,20	1162,84	480,00	480,00	1002,84	1770,00
11	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	3276,36
12	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	4782,72
13	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	6289,08
14	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	7795,44
15	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	9301,80
16	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	10808,16
17	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	12314,52
18	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	13820,88
19	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1506,36	15327,24
20	2855	840,00	0,00	320,00	1694,80	1186,36	0,00	0,00	1521,61	16848,85
NPV=		4103,7		IRR=		12,9%				

Πίνακας 6.3.4. Αναλυτικές χρηματοροές κατά την περίπτωση πραγματοποίησης της επένδυσης με δάνειο.



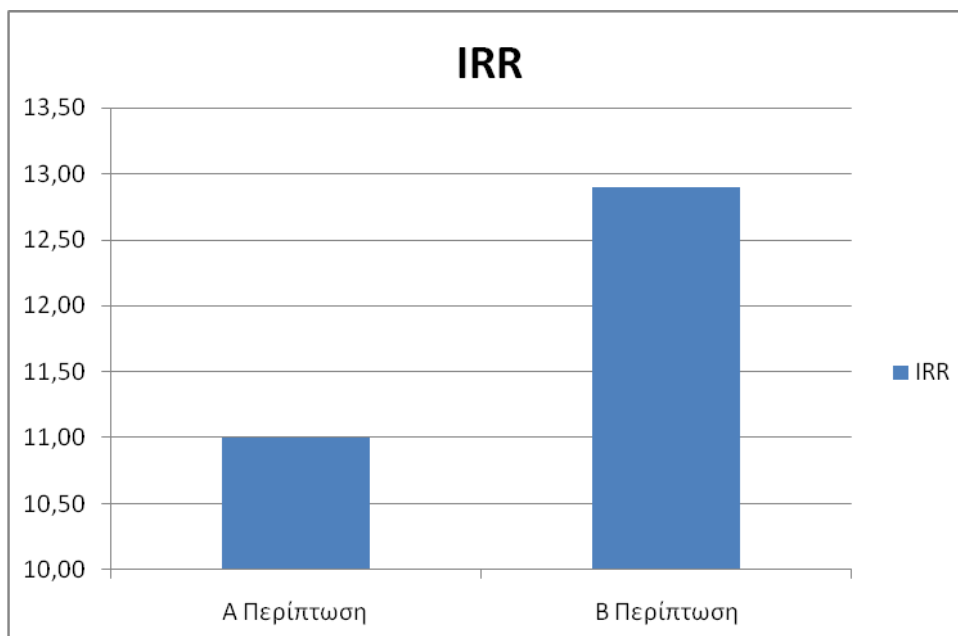
Διάγραμμα 6.3.5. Αθροιστικές χρηματοροές κατά την περίπτωση πραγματοποίησης της επένδυσης με δάνειο.

Παρατηρούμε πως η καθαρή παρούσα αξία είναι 4.103,7€, ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης είναι ίσος με 12,9% και απόσβεση της εγκατάστασης γίνεται περίπου στα 8 χρόνια.

Αποτελέσματα –Σχολιασμός

1) Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης- IRR

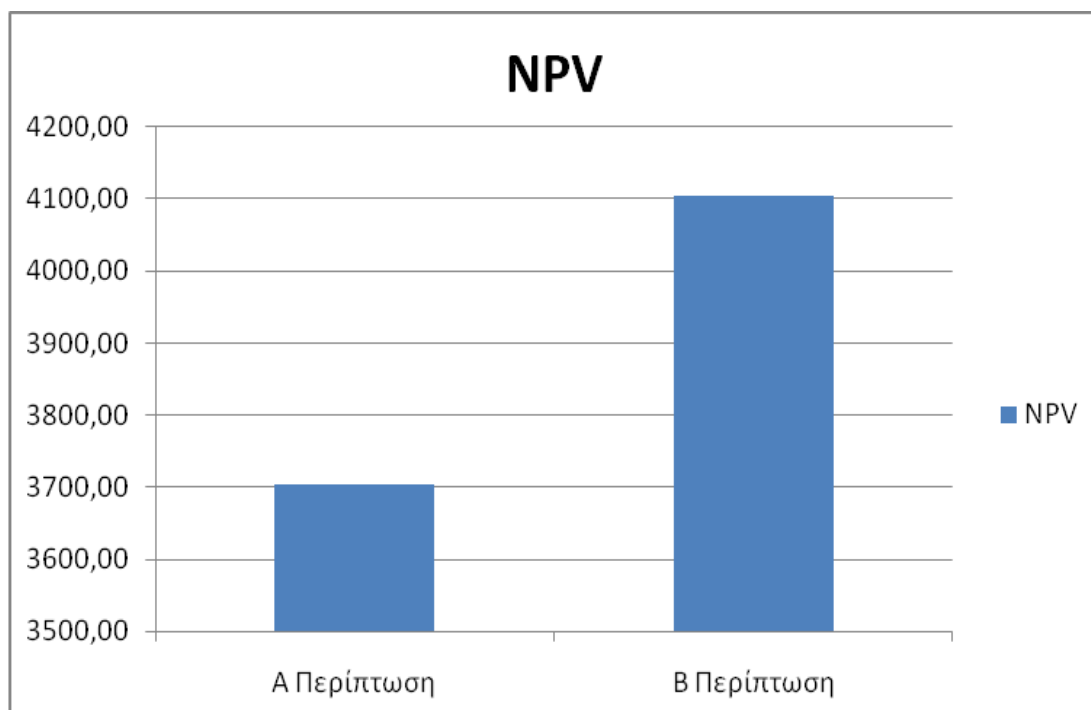
Ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης- IRR εκφράζει τη βιωσιμότητα μιας επένδυσης. Στην περίπτωση μας παρατηρούμε πως ο μεγαλύτερος IRR εμφανίζεται στην περίπτωση που ένα μέρος της επένδυσης καλύπτεται από δάνειο. Στην πρώτη περίπτωση ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης κυμαίνεται στο 11% (ιδία κεφάλαια), ενώ στην περίπτωση που το 40% της επένδυσης καλύπτεται από δάνειο ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης ανεβαίνει στο 12,9%. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο διάγραμμα 6.3.6.



Διάγραμμα 6.3.6. Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης κατά τις δύο περιπτώσεις.

2) Καθαρή Παρούσα αξία

Η καθαρή παρούσα αξία γνωστή με τα αρχικά NPV εκφράζει την αξία σε χρηματικές μονάδες, που προκύπτει από την προεξόφληση στο παρόν όλων των καθαρών χρηματορροών κάθε έτους (διαφορά των μελλοντικών εισροών ή εξόδων) για ολόκληρο τον χρονικό ορίζοντα του σχεδίου επένδυσης. Παρατηρούμε πως η καθαρή παρούσα αξία για την περίπτωση που η επένδυση πραγματοποιείται με ίδια κεφάλαια είναι 3.703,1€, ενώ στην περίπτωση του δανείου γίνεται 4.103,7€. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο διάγραμμα 6.3.7.



Διάγραμμα 6.3.7. Καθαρή παρούσα αξία κατά τις δύο περιπτώσεις.

6.4. Συμπεράσματα

Με βάση τα αποτελέσματα από τις παραπάνω μελέτες είναι σαφές πως οι ψύκτες απορρόφησης αποτελούν μια φιλική προς το περιβάλλον τεχνολογία. Έγινε ξεκάθαρο πως με τη χρήση τους μειώνονται οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα από κάθε κτίριο.

Όμως υπάρχουν συγκεκριμένοι παράγοντες που πρέπει να ληφθούν υπ όψη καθώς το ύψος της εξοικονόμησης και η βιωσιμότητα της επένδυσης είναι πολύ ευμετάβλητα. Τα αποτελέσματα της μελέτης έδειξαν πως το τελικό οικονομικό όφελος διαφέρει από περιοχή σε περιοχή και από καύσιμο σε καύσιμο. Παρατηρήθηκε πως στις περιοχές με περισσότερη ηλιοφάνεια και υψηλότερη θερμοκρασία περιβάλλοντος το όφελος ήταν μεγαλύτερο. Η επένδυση ήταν πιο βιώσιμη και ο χρόνος απόσβεσης μικρότερος. Αντίθετα στις περιοχές με μικρότερη ηλιοφάνεια και χαμηλότερη θερμοκρασία περιβάλλοντος η επένδυση ήταν λιγότερο βιώσιμη και η απόσβεσή της διαρκούσε περισσότερο.

Επίσης ένας άλλος παράγοντας που πρέπει να αναφερθεί είναι οι παραδοχές που έχουν γίνει. Οι COP που έχουν ληφθεί είναι αντιπροσωπευτικοί, αλλά αν μεταβληθούν ταυτόχρονα προς αντίθετες κατευθύνσεις μπορεί να επηρεάσουν ριζικά την εγκατάσταση. Από την άλλη μεριά έχουν γίνει παραδοχές για τα κόστη των εγκαταστάσεων, που και αυτά παίζουν σημαντικό ρόλο στην απόσβεση της εγκατάστασης. Αν μειωθεί το κόστος εγκατάστασης τότε αυτόματα μειώνεται και ο χρόνος απόσβεσης ενώ αντίθετα αυξάνεται και προς την ίδια κατεύθυνση κινείται και η βιωσιμότητα της επένδυσης. Τέλος σημαντικό ρόλο παίζουν και οι εκάστοτε τιμές των καυσίμων. Οι τιμές αυτές συνεχώς μεταβάλλονται, σχετίζονται με το μέγεθος και την εφαρμογή της επένδυσης και μπορούν να επηρεάσουν σημαντικά τη βιωσιμότητά της.

Η ψύξη με απορρόφηση αποτελεί μια αναπτυσσόμενη συνεχώς τεχνολογία με προοπτικές βελτίωσης. Έτσι το κόστος για την

υιοθέτηση της τεχνολογίας αυτής, παρόλο που διατηρείται σχετικά υψηλό, συνεχώς θα μειώνεται. Μέσα από την περαιτέρω έρευνα και ανάπτυξη και βελτίωση της απόδοσης και των χαρακτηριστικών τους οι ψύκτες απορρόφησης μπορούν να εδραιωθούν σε ένα μεγάλο κομμάτι εφαρμογών του κλιματισμού, συνεισφέροντας στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων και στη βελτίωση των συνθηκών του περιβάλλοντος.

ΑΝΑΦΟΡΕΣ

1. <http://www.selasenergy.gr>
2. <http://www.treehugger.com>
3. <http://www.solarcentral.org>
4. <http://www.iea.org>
5. <http://www.telstar.ote.cmu.edu>
6. <http://www.climate.wwf.gr>
7. United Nations Framework Convention on Climate Change (1992), United Nations, Αρ.1, παρ.3
8. <http://www.users.att.sch.gr>
9. <http://www.wri.com>
10. <http://www.eia.gov>
11. <http://www.bioage.typepad.com>
12. Σαμιώτης Γ. και Τσάλτας Γρ. (1990), Διεθνής Προστασία του Περιβάλλοντος (Τόμος 1ος), Διεθνείς πολιτικές και το Δίκαιο του Περιβάλλοντος, Εκδόσεις Παπαζήση
13. Γρηγορίου Π.Η., Σαμιώτης Γ.Δ. και Τσάλτας Γ. Ι. (1993), Η συνδιάσκεψη των Ηνωμένων Εθνών (Rio de Janeiro) για το περιβάλλον και την ανάπτυξη, Εκδόσεις Παπαζήση
14. <http://www.ipcc.ch>
15. <http://www.wwf.gr>
16. Srikuhirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S. (2001), Renewable and Sustainable energy reviews: A review of absorption refrigeration technologies
17. Marciss RA, Gutraj JM, ZAwacki TS. (1988), Absorption fluid data survey; final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech
18. Arzoz D., Rodriguez P., Izquierdo M. Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H₂O solutions, <http://www.sciencedirect.com>
19. Grossman G., Johansenn A., Solar cooling and air-conditioning, <http://www.sciencedirect.com>
20. Hongxi Yin, An absorption chiller in a Micro BCHP Application: Model based Design and Performance Analysis, Carnegie Mellon University
21. Schmidt E., Grigull U., Πίνακες Ιδιοτήτων νερού - υδρατμού, Εκδόσεις Fountas
22. Κλιανίς C. (2006), Διαγράμματα βρωμιούχου λιθίου (LiBr)
23. wikipedia, <http://www.el.wikipedia.org/wiki>
24. Περδίδης Δ. Σταμάτης (2009), Ηλιοθερμικές Εγκαταστάσεις, Αθήνα
25. Αντωνόπουλος Α. Κίμων (2004), Θερμικά - Ηλιακά συστήματα (Μέρος Πρώτο), Αθήνα

26. J.Darkwa, S. Fraser, D.H.C. Chow (2011), Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system, University of Nottingham Ningbo, <http://www.sciencedirect.com>
27. Βιοκαύσιμα, <http://www.biofuels.com>
28. Ελληνική εταιρεία βιομάζας, <http://www.hellabiom.gr>
29. Boonrit Prasartkaew, S. Kumar (2010), A low carbon cooling system using renewable energy resources and technologies, <http://www.sciencedirect.com>
30. Καμπύλης Νικόλαος (2009), Ηλιακός κλιματισμός με την χρήση Desiccant υλικών, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π, Αθήνα
31. Syed A. et al., A study of the economic perspectives of solar cooling schemes, South Bank University, School of Engineering, London
32. RETScreen International, <http://www.etscreen.com>.

ΕΠΕΞΗΓΗΣΗ ΟΡΩΝ

ABS	Absorber
CON	Condencer
CT	Cooling tower
COP	Coefficient of performance
C _p	Specific heat capacity
CFCs	Chlorofluorocarbons
CO ₂	Carbon dioxide
CH ₄	Methane
CH ₃ OH	Methanol
DHW	Domestic hot water
DAHX	Desorber/absorber heat exchanger
DAR	Diffusion absorption refrigeration
GAX	Generator/absorber heat exchanger
EVP	Evaporator
HTRG	High temperature regenerator
HTHX	High temperature heat excanger
HCFCs	Hydrochlorofluorocarbons
HFCs	Hydrofluorocarbons
IRR	Internal rate of return
h	Enthalpy [kg/kJ]
KOH	Potassium hydroxide
KNO ₃	Potassium Nitrate

LTRG	Low temperature regenerator
LTHX	Low temperature heat exchanger
LBAC	LiBr air conditioner
LBAS	LiBr absorber
LiBr	Lithium bromide
LiCl	Lithium chloride
LPG	Liquefied petroleum gas
LiNO ₃	Lithium nitrate
m	Mass flow [kg/s]
NaOH	Sodium hydroxide
NH ₃	Ammonia
NaNO ₃	Sodium nitrate
NO _x	Mono-nitrogen oxides
NPV	Net present value
p	Pressure [Pa]
Q	Heat [kJ]
SO ₂	Sulfur dioxide
T	Temperature [°C]
v	Specific volume [m ³ /kg]
W	Work [kW]
x	Mass fraction
ZnBr ₂	Zinc bromide