



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ

υπό

**ΙΩΑΝΝΗ ΖΑΡΑ
ΠΑΝΑΓΙΩΤΗ ΓΙΑΝΝΑΚΟΠΟΥΛΟΥ**

Διπλωματική Εργασία

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των
απαιτήσεων για την απόκτηση του
Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης

Βόλος, 2021



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ

υπό

ΙΩΑΝΝΗ ΖΑΡΑ
ΠΑΝΑΓΙΩΤΗ ΓΙΑΝΝΑΚΟΠΟΥΛΟΥ

Διπλωματική Εργασία

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των
απαιτήσεων για την απόκτηση του
Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης

Βόλος, 2021

© 2021 ΙΩΑΝΝΗΣ ΖΑΡΑΣ, ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ ΓΙΑΝΝΑΚΟΠΟΥΛΟΣ

Η έγκριση της μεταπτυχιακής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής (Επιβλέπων) Δρ. Δημήτρης Βαλουγεώργης
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής Δρ. Νικόλαος Ανδρίτσος
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής Δρ. Παναγιώτης Τσιακάρας
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ευχαριστίες

Θα θέλαμε να εκφράσουμε τις ειλικρινείς ευχαριστίες μας στον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μας, καθηγητή κ. Δ. Βαλουγεώργη, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγησή του κατά τη διάρκεια της υλοποίησης της εργασίας μας.

Επίσης, είμαστε ευγνώμων στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μας, καθηγητές κκ. Νικόλαο Ανδρίτσο και τον Τσιακάρα Παναγιώτη για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μας και για τις πολύτιμες υποδείξεις τους.

Ευχαριστούμε τον Δρ. Α. Τσιμπούκη για την καθοδήγησή του και τη συνεχή ενθάρρυνσή του κατά τη διάρκεια της υλοποίησης της εργασίας μας.

Τέλος, είμαστε ευγνώμων στους γονείς μας και στους φίλους μας για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια.

.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ

ΖΑΡΑΣ ΙΩΑΝΝΗΣ

Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης, Πολυτεχνείο Ξάνθης, Δημοκρίτειο Πανεπιστήμιο, 2019
ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ ΓΙΑΝΝΑΚΟΠΟΥΛΟΣ

Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, ΤΕΙ Θεσσαλίας, 2018

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Δημήτρης Βαλουγεώργης,
Καθηγητής Αναλυτικές και Υπολογιστικές Μέθοδοι Μεσοκλίμακας σε Φαινόμενα Ροής και Μεταφοράς

Περίληψη

Στη παρούσα μεταπτυχιακή εργασία γίνεται μια πιστή μετάφραση στα ελληνικά δύο αγγλικών άρθρων βιβλιογραφικής ανασκόπησης συστημάτων ψύξης με απορρόφηση. Το πρώτο άρθρο είναι των Shirazi [Energy Conversion and Management, 171, 59–81, 2018] και αφορά ηλιακή ψύξη με απορρόφηση, ενώ το δεύτερο είναι του Papadopoulos [Renewable and Sustainable Energy Reviews, 109, 239–270, 2019] και αφορά ψύξη με απορρόφηση όπου χρησιμοποιούνται οργανικά ρευστά ως εργαζόμενα μέσα. Οι μεταφράσεις του πρώτου και του δεύτερου άρθρου αποτελούν το πρώτο και δεύτερο τμήμα της εργασίας αντίστοιχα.

Το πρώτο τμήμα πραγματεύεται συστήματα ηλιακής ψύξης (SHC) που βρίσκονται επί του παρόντος υπό ταχεία ανάπτυξη λόγω της δυνατότητας τους να μειώσουν τη χρήση ορυκτών καυσίμων και των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου στον κατασκευαστικό τομέα – ένας τομέας ο οποίος είναι υπεύθυνος για το ~40% της παγκόσμιας χρήσης ενέργειας. Οι διαθέσιμες τεχνολογίες στην αγορά για θερμικά συστήματα ψύξης είναι ψύκτες απορρόφησης και προσρόφησης, συστήματα ψύξης στερεών και υγρών αποξηραντικών, και κύκλοι ψύξης εγχυτήρα. Από αυτά, οι ψύκτες απορρόφησης θεωρούνται ως η πιο επιθυμητή μέθοδος για την αξιοποίηση της ηλιακής θερμικής ενέργειας λόγω της σχετικής ωριμότητας, αξιοπιστίας και υψηλότερης απόδοσης. Επιπλέον, οι ψύκτες απορρόφησης μπορούν να επωφεληθούν από οικονομίες κλίμακας σε μεγάλα κτίρια για να αποκτήσουν ένα σχετικά καλό κόστος ψύξης σε σύγκριση με άλλα θερμικά συστήματα κλιματισμού. Σε αυτό τη μελέτη, η θεωρία για τους ηλιακούς ψύκτες απορρόφησης παρουσιάζεται ακολουθούμενη από μια ολοκληρωμένη βιβλιογραφική ανασκόπηση της και διεξάγονται πρόσφατες θεωρητικές και πειραματικές έρευνες σχετικά με την τεχνολογία αυτή. Το άρθρο δείχνει ότι η πλειοψηφία των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης που εγκαθίστανται και ένα μεγάλο μέρος της έρευνας σε όλο τον κόσμο βασίζεται σε ψύκτες μονής βαθμίδας και ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες χαμηλής θερμοκρασίας, ενώ έχει δοθεί λιγότερη έμφαση στο συνδυασμό ηλιακών θερμικών συλλεκτών υψηλής θερμοκρασίας και ψυκτών απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων, ιδίως τους ψύκτες τριπλής βαθμίδας. Ερευνητικές μελέτες δείχνουν ότι η χρήση εφεδρικών συστημάτων αερίου για ψύκτες μονής βαθμίδας είναι αναποτελεσματική λόγω της πολύ χαμηλής εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας. Διαπιστώθηκε επίσης ότι η δεξαμενή αποθήκευσης και οι σωληνώσεις μπορεί να είναι πηγές απωλειών θερμότητας στα ηλιακά συστήματα ψύξης απορρόφησης. Ως εκ τούτου, θα πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή ώστε να υπάρχει κατάλληλη μόνωση για όλα τα εξαρτήματα απώλειας θερμότητας. Σε περιοχές με χαμηλή άμεση κανονική συχνότητα ηλιακών πηγών (π.χ. το μεγαλύτερο μέρος της Ευρώπης), οι ηλιακοί ψύκτες πολλαπλών βαθμίδων είναι σχετικά αναποτελεσματικοί, επομένως τα ηλιακά συστήματα ψύξης είναι η καλύτερη τεχνοοικονομική επιλογή σε τέτοιες περιοχές. Αντιστρόφως, τα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων με συλλέκτες υψηλής θερμοκρασίας είναι πράγματι ελπιδοφόρα σε περιοχές με υψηλούς ηλιακούς πόρους. Ωστόσο η μελέτη δείχνει ότι με τη χρήση της τρέχουσας διαθέσιμης τεχνολογίας, τα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης SHC δεν είναι σε θέση να ανταγωνίζονται τη συμβατική ψύξη χωρίς κρατικές επιδοτήσεις και κίνητρα. Ως εκ τούτου, η βελτίωση των οικονομικών επιδόσεων αυτών των συστημάτων είναι απαραίτητη. Ενώ υπάρχουν σαφώς περισσότερα που μπορούν να γίνουν στους ψύκτες και στα ηλιακά συστατικά των συλλεκτών, πιστεύουμε ότι κάποια έμφαση R&D που πηγαίνει προς τα εμπρός πρέπει επίσης να αφιερωθεί στην ισορροπία του συστήματος, συμπεριλαμβανομένης της βελτιστοποίησης της διαμόρφωσης του συστήματος, της ελαχιστοποίησης των παρασιτικών απωλειών, της βελτίωσης σχεδίασης και ολοκλήρωσης της θερμικής αποθήκευσης και του βοηθητικού συστήματος, καθώς και άλλους πολυάριθμους ελέγχους και άλλες λειτουργικές πτυχές. Μέχρι σήμερα, πολλά από αυτά τα θέματα έχουν παραβλεφθεί σε μεγάλο βαθμό

Το δεύτερο τμήμα πραγματεύεται μια λεπτομερή ανασκόπηση των μειγμάτων των εργαζόμενων οργανικών ρευστών και των αντίστοιχων κύκλων ψύξης απορρόφησης (ABR) που διατίθενται στη δημοσιευμένη βιβλιογραφία. Τέτοιες διαδικασίες είναι σημαντικές, καθώς ενεργοποιούν την "εκμετάλλευση" καθρότερων και ανανεώσιμων πηγών ενέργειας για την παραγωγή ψύξης. Οι ερευνητικές προσπάθειες μπορούν να επωφεληθούν από μια συστηματικά οργανωμένη περιγραφή προηγούμενων εργασιών σε εργαζόμενα οργανικά ρευστά, τα οποία έχουν λάβει αρκετά λιγότερη προσοχή από τις συμβατικές ανόργανες επιλογές. Οι ελεγχόμενες αναπτύξεις χωρίζονται σε εργαζόμενα ρευστά που χρησιμοποιούνται σε κύκλους μονής επίδρασης και εναλλακτικές διαμορφώσεις όπως διπλή επίδραση, μισής επίδρασης και ούτω καθεξής. Αναφέρονται λεπτομέρειες σχετικά με τις συνθήκες λειτουργίας που ελέγχθηκαν, τα κριτήρια που χρησιμοποιούνται για την επιλογή των εργαζόμενων ρευστών και αυτά που επιλέγονται ως επιθυμητές επιλογές είτε πειραματικά είτε σε μελέτες προσομοίωσης. Έρευνα σχετικά με τη θερμοδυναμική των οργανικών υγρών εργασίας που είναι κατάλληλα για διεργασίες ABR αναφέρεται επίσης σε σχέση με τις μετρημένες ιδιότητες, τις πειραματικές συνθήκες και τους τύπους θερμοδυναμικών μοντέλων. Αναλύονται επίσης τα χαρακτηριστικά των διαφόρων διαγραμμάτων ροής διεργασιών, ενώ οι εφαρμογές ABR εμπορικής κλίμακας αναφέρονται ότι παρακινούν την έρευνα σε συστήματα βιομηχανικής/εμπορικής κλίμακας. Παρατηρείται ότι υπάρχουν λίγοι τύποι χημικών ομάδων που επαναλαμβάνονται στις έρευνες των εργαζόμενων ρευστών, με αλογονωμένα ψυκτικά μέσα και απορροφητικά με βάση τον αιθέρα και το αμιδίου που επικρατούν σε σύγκριση με άλλες ουσίες. Τα περισσότερα πειραματικά έργα αφορούν συστήματα μονής βαθμίδας, με προσεγγίσεις βασισμένες σε μοντέλα που χρησιμοποιούνται κυρίως λόγω της εισαγωγής ολόενα και πιο σύνθετων τροποποιήσεων της διαδικασίας. Οι τελευταίες αξιολογήθηκαν με σημαντικά λιγότερες διαφορετικές επιλογές υγρών σε σύγκριση με τα συστήματα μονής βαθμίδας. Οι θερμοδυναμικές έρευνες συνδυάζουν κυρίως πειράματα με πειραματική εκτίμηση για την ανάπτυξη μοντέλων. Τα περισσότερα έργα αντλούν δεδομένα και χρησιμοποιούν το μοντέλο συντελεστή δραστηριότητας NRTL, συχνά σε συνδυασμό με καταστατικές εξισώσεις.

Λέξεις-κλειδιά: ψύξη με απορρόφηση, εργαζόμενα οργανικά ρευστά.....

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΤΜΗΜΑ Α: ΗΛΙΑΚΗ ΨΥΞΗ με ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ

1. Εισαγωγή
2. Επισκόπηση ηλιακής ψύξης
3. Ηλιακή ψύξη με ψύκτες απορρόφησης
 - 3.1 Κύκλος ψύξης με απορρόφηση
 - 3.2 Κρυστάλλωση
 - 3.3 Ταξινόμηση ψυκτών απορρόφησης
 - 3.4 Μέθοδοι αποβολής θερμότητας
 - 3.5 Ηλιακοί ψύκτες απορρόφησης
4. Προγράμματα ηλιακής ψύξης απορρόφησης του φορέα: International Energy Agency (IEA)
5. Διατάξεις και έλεγχος συστημάτων
6. Μοντελοποίηση και προσομοίωση συστημάτων
7. Πειραματικές μελέτες
8. Οικονομική και περιβαλλοντική ανάλυση
9. Βελτιστοποίηση συστημάτων
10. Προκλήσεις και στρατηγικές ανάπτυξης
11. Συμπεράσματα
12. Αναφορές

ΤΜΗΜΑ Β: ΨΥΞΗ με ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ και ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΟΡΓΑΝΙΚΑ ΡΕΥΣΤΑ

1. Εισαγωγή
2. Ανασκόπηση εργαζόμενων ρευστών σε συστήματα ψύξης απορρόφησης
 - 2.1. Συστήματα ψύξης απορρόφησης μονής επίδρασης
 - 2.1.1 Πειραματικές έρευνες
 - 2.1.2 Θεωρητικές έρευνες
 - 2.1.3 Πειραματικές και θεωρητικές έρευνες
 - 2.1.4 Εργαζόμενα ρευστά σε παρόμοια συστήματα
 - 2.1.5 Βασικές παρατηρήσεις
 - 2.2 Συστήματα ψύξης απορρόφησης διπλής επίδρασης και άλλες παραλλαγές
 - 2.2.1 Πειραματικές και θεωρητικές έρευνες
 - 2.2.2 Θεωρητικές έρευνες
 - 2.2.3 Εργαζόμενα ρευστά σε παρόμοια συστήματα
 - 2.2.4 Βασικές παρατηρήσεις
3. Πειραματικά δεδομένα και μοντέλα ιδιοτήτων εργαζομένων μειγμάτων
 - 3.1 Έρευνες συμπεριλαμβανομένου του μοντέλου NTL
 - 3.2 Έρευνες διαφορετικών μοντέλων
 - 3.3 Βασικές παρατηρήσεις
4. Ανασκόπηση διατάξεων κύκλων στη βιβλιογραφία
 - 4.1 Κύκλοι διπλής επίδρασης και ανόρθωσης
 - 4.2 Ενσωμάτωση συστήματος έγχυσης
 - 4.3 Αυτόματο σύστημα πολλών βαθμίδων
 - 4.4 Κύκλος τριπλής επίδρασης
5. Εμπορικές εφαρμογές
6. Συμπεράσματα
7. Μελλοντικές κατευθύνσεις
8. Αναφορές

Κατάλογος Πινάκων

ΤΜΗΜΑ Α

1. Τεχνική σύγκριση ψυκτικού συγκροτήματος απορρόφησης.
2. Χαρακτηριστικά τυπικών ηλιακών θερμικών συλλεκτών που διατίθενται στο εμπόριο.
3. Ψύκτης απορρόφησης: ηλιακός θερμικός συλλέκτης.
4. Σύγκριση θερμικών μέσων αποθήκευσης για εφαρμογές θερμικής ψύξης υψηλής θερμοκρασίας.
5. Περίληψη της αναθεωρημένης βιβλιογραφίας σχετικά με την προσομοίωση του συστήματος και τη μοντελοποίηση των ψυκτών ηλιακής απορρόφησης.
6. Κατάλογος συστημάτων ψύξης απορρόφησης με ηλιακή υποβοήθηση που είναι εγκατεστημένα σε όλο τον κόσμο.
7. Περίληψη της βιβλιογραφίας που παρέχει βελτιστοποίηση σε επίπεδο συστήματος των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης.

ΤΜΗΜΑ Β

1. Μείγματα υγρών εργασίας που εξετάζονται σε μία μόνο επίδραση ABR, με ελάχιστες εξαιρέσεις όπου αναφέρεται ότι τα υγρά χρησιμοποιούνται σε συστήματα απορρόφησης αναβάθμισης θερμότητας.
2. Χαρακτηριστικά λειτουργίας των διεργασιών που χρησιμοποιούνται σε διάφορες πηγές βιβλιογραφίας και επιλεγμένο ρευστό εργασίας από τις επιλογές που αναφέρονται στους πίνακες 1 και 3.
3. Μείγματα υγρών εργασίας που εξετάζονται σε συστήματα ABR εκτός από το ενιαίο αποτέλεσμα, με ελάχιστες εξαιρέσεις όπου αναφέρεται ότι τα υγρά χρησιμοποιούνται σε συστήματα απορρόφησης.
4. Μείγματα υγρών εργασίας και ιδιότητες που διερευνώνται στη δημοσιευμένη βιβλιογραφία.
5. Συνθήκες που χρησιμοποιούνται στις θερμοδυναμικές έρευνες των μειγμάτων υγρών εργασίας.
6. Βασικά χαρακτηριστικά των διαμορφώσεων κύκλων
7. Περίληψη των χαρακτηριστικών με πλεονεκτήματα και ελλείψεις των διαμορφώσεων που παρουσιάζονται στον πίνακα 6.
8. Βιομηχανικές και οικιστικές εγκαταστάσεις με συστήματα ψύξης απορρόφησης.

Κατάλογος Σχημάτων

ΤΜΗΜΑ Α

1. Εκτίμηση του αριθμού των συστημάτων ηλιακής ψύξης που είναι εγκατεστημένα σε όλη την Ευρώπη και τον κόσμο.
2. Ταξινόμηση των κύριων τεχνολογιών ηλιακής ψύξης.
3. Σχηματικό διάγραμμα βασικού κύκλου ψύξης απορρόφησης.
4. Διάγραμμα duhring για το διάλυμα LiBr-H₂O με γραμμή κρυστάλλωσης.
5. Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη απορρόφησης.
6. Επίπεδα COP για ψύκτες απορρόφησης LiBr-H₂O μονής, διπλής και τριπλής βαθμίδας ως συνάρτηση της θερμοκρασίας παροχής θερμότητας.
7. Σχηματικό διάγραμμα παράλληλου ψυκτικού συστήματος απορρόφησης διπλής βαθμίδας.
8. Σχηματικό διάγραμμα μιας σειράς ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας.
9. Σχηματικό διάγραμμα ενός ψύκτη απορρόφησης της αντίστροφης σειράς.
10. Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη απορρόφησης τριπλής βαθμίδας.

11. Ένα γενικό σύστημα ηλιακής ψύξης με βάση το ψύκτη απορρόφησης.
12. Συλλέκτης πλακών.
13. Σχηματικό διάγραμμα και αρχή λειτουργίας εκκενωτικού σωλήνα.
14. Σχήμα παραβολικού συλλέκτη.
15. Σχηματική αναπαράσταση γραμμικού συλλέκτη Fresnel.
16. Σχηματική άποψη του ηλιακού θερμικού συλλέκτη Chromasun MCT.
17. Σχηματικό του TVP , στον ηλιακό συλλέκτη πιάτων.
18. Σειρές και παράλληλες διατάξεις βοηθητικού θερμαντήρα.
19. Σειρές και παράλληλες διατάξεις ενός μηχανικού ψύκτη συμπίεσης ατμών ως εφεδρικό σύστημα ψύξης.

ΤΜΗΜΑ Β

1. Κύκλος ABR μονής βαθμίδας.
2. Κύκλος διπλής βαθμίδας (DE-CG).
3. Κύκλος διπλής βαθμίδας (DE-AG-1).
4. Κύκλος διπλής επίδρασης (DE-AG-2).
5. Διπλός κύκλος ανύψωσης (DL-AE).
6. Κύκλος διπλού σταδίου (DS-EC).
7. Διπλός κύκλος ανύψωσης (DL-MC).
8. α) Κύκλος μονής βαθμίδας εξοπλισμένος με μονάδα εκτόξευσης και β) Κύκλος διπλής βαθμίδας εξοπλισμένος με μονάδα εκτόξευσης.
9. Αυτόματος κύκλος ψύξης απορρόφησης.
10. Τριπλό αποτέλεσμα, διαμόρφωση κύκλου διπλού σταδίου.
11. Τριπλό αποτέλεσμα, διαμόρφωση τριών σταδίων.

ΤΜΗΜΑ Α: Ηλιακή ψύξη με απορρόφηση

1. Εισαγωγή

Ηλιακή ενέργεια μία τεράστια, ανανεώσιμη και σχετικά ανεκμετάλλευτη πηγή -παρέχεται ελεύθερα και συνεχόμενα στα παγκόσμια ενεργειακά αποθέματα. Η συνολική παγκόσμια ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει στην επιφάνεια της Γης αποτελείται από δύο συστατικά: (i) απευθείας ακτινοβολία και (ii) διάχυτη ακτινοβολία. Η απευθείας ακτινοβολία μπορεί να συγκεντρωθεί και να μετατραπεί σε θερμότητα σε υψηλή θερμοκρασία, ενώ η διάχυτη ακτινοβολία συνήθως συλλέγεται σε συλλέκτες που λειτουργούν σε θερμοκρασίες πολύ χαμηλότερες από τους 100°C. Το μέσο ηλιακό δυναμικό ηλιακής ενέργειας είναι περίπου 1,6 MWhm⁻², υπερβαίνοντας σε μεγάλο βαθμό τη συνολική μέση ζήτηση ενέργειας τετραγωνικό μέτρο[1]. Με αυξημένη τη περιβαλλοντική ανησυχία για την κατανάλωση ορυκτών καυσίμων καθώς και κυβερνητικές πολιτικές που ενθαρρύνουν τη χρήση της ηλιακής ενέργειας, η παγκόσμια βιομηχανία ηλιακής ενέργειας επιταχύνεται ραγδαία [2]. Η ραγδαία μείωση του κόστους των φωτοβολταϊκών μονάδων (σε \$/W) έχει αυξήσει δραματικά τη χρήση φωτοβολταϊκών συστημάτων για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας τα τελευταία χρόνια. Ωστόσο, τα χαμηλά επίπεδα απόδοσης και η υψηλή τιμή αποθήκευσης των μπαταριών αποτελούν τα κύρια εμπόδια για τη σταθεροποίηση αυτής της τεχνολογίας [3]. Οι ηλιακές θερμικές τεχνολογίες συνεχίζουν να αναπτύσσονται (αν και με πιο μέτριους ρυθμούς) για εφαρμογές όπως η παραγωγή ενέργειας, οι βιομηχανικές διεργασίες, το ζεστό νερό οικιακής κατανάλωσης και η θέρμανση και ψύξη χώρων. Μολονότι η ηλιακή φωτοβολταϊκή ενέργεια έχει αποκτήσει αρκετή δημόσια αναγνώριση, η ηλιακή θερμική τεχνολογία εξακολουθεί να αντιπροσωπεύει ένα σημαντικό μέρος της παγκόσμιας εγκατεστημένης παραγωγικής ικανότητας της ηλιακής ενέργειας [4].

2. Επισκόπηση ηλιακής ψύξης

Στόχος ενός ηλιακού συστήματος ψύξης είναι η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας σε ένα κτίριο για τους κατοίκους. Αυτό θεωρείται ευρέως ως μια βιώσιμη και φιλική προς το περιβάλλον εναλλακτική λύση έναντι στα συμβατικά συστήματα κλιματισμού [5] και, ως εκ τούτου, το ενδιαφέρον για τον ηλιακό κλιματισμό έχει αυξηθεί σταθερά τα τελευταία 10 χρόνια. Μια σχετικά πρόσφατη έρευνα, όπως φαίνεται στο Σχήμα. 1, έχει υπολογίσει τον αριθμό των ηλιακών εγκαταστάσεων ψύξης παγκοσμίως που είναι 1200 συστήματα το 2014 [6].

Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ψύξης είτε μέσω διαδικασιών ψύξης με ηλεκτρική ενέργεια είτε με θερμική χρήση. Στο Σχήμα. 2 φαίνεται ένα σχεδιάγραμμα των κύριων τεχνολογιών ηλιακής ψύξης. Η πιο κοινή τεχνολογία ψύξης με ηλιακή ηλεκτρική ενέργεια βασίζεται στην λειτουργία ψυκτών συμπίεσης ατμών με υψηλό COP (COP ≈ 4–6) που συνδέονται με ηλιακές φωτοβολταϊκές μονάδες. Η τεχνολογία αυτή είναι σχετικά απλή, καθώς έχει χαμηλή διάρκεια λειτουργίας και είναι κατάλληλη για εφαρμογές μικρής κλίμακας [5]. Αν και η τιμή των ηλιακών φωτοβολταϊκών κυψελών έχει μειωθεί δραματικά τα τελευταία χρόνια, το υψηλό κόστος αποθήκευσης μπαταριών έχει περιορίσει την παραγωγή ψύξης στις ώρες με ήλιο [8]. Χωρίς μπαταρίες, ενδέχεται να απαιτείται χωριστό σύστημα αποθήκευσης (π.χ. αποθήκευση ζεστού/ κρύου νερού) για την κάλυψη της αναντιστοιχίας μεταξύ των διαθέσιμων ηλιακών κερδών ηλεκτρικής ενέργειας και των φορτίων κτιρίων. Πρέπει να σημειωθεί ότι για ένα σύστημα με υψηλό COP, απαιτείται 4–6 φορές περισσότερο θερμική χωρητικότητα αποθήκευσης για την κάλυψη της χωρητικότητας ενός ηλεκτρικού συστήματος αποθήκευσης (π.χ. για COP ≈ 4–6) [9]. Το επενδυτικό κόστος για τους ψύκτες συμπίεσης ατμών με ηλιακή ενέργεια θα μπορούσε να είναι υψηλό λόγω της ανάγκης για πρόσθετη ενέργεια για την κάλυψη της ζήτησης της θέρμανσης κτιρίων το χειμώνα. Σύμφωνα με πρόσφατες μελέτες, το συνολικό κόστος ψύξης για τα ηλιακά φωτοβολταϊκά συστήματα ψύξης δεν είναι ανταγωνιστικό χωρίς ενός συμπεριλαμβανόμενου φόρου για την ηλεκτρική ενέργεια που προέρχεται από την περίσσεια φωτοβολταϊκή ενέργεια [10]. Επί του παρόντος, η απόδοση των περισσότερων εμπορικών φωτοβολταϊκών συστημάτων είναι σχετικά χαμηλή (10–15%) [11]. Αυτό μειώνει σημαντικά τη συνολική απόδοση των φωτοβολταϊκών συστημάτων (π.χ. 10–15% × 4–6 = 40–90%). Μολονότι η τεχνολογία αυτή μπορεί πράγματι να είναι βιώσιμη στο μέλλον, οι συμβατικοί ψύκτες

συμπύεσης που λειτουργούν από ηλιακούς φωτοβολταϊκούς συλλέκτες είναι καθιερωμένοι [12–14] και δεν θα ληφθούν υπόψη στην παρούσα μελέτη.

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 2. Οι ηλιακοί θερμικοί συλλέκτες μετατρέπουν την ηλιακή ενέργεια σε θερμική θερμότητα που μπορεί να χρησιμοποιηθούν για να λειτουργήσουμε μια θερμικά ενεργοποιημένη συσκευή ψύξης, προσφέροντας έτσι κρύο νερό ή κλιματιζόμενο αέρα για χρήση σε κτίρια. Τα θερμικά συστήματα ψύξης, σε σύγκριση με τους ηλεκτρικούς ψύκτες συμπύεσης ατμών, έχουν χαμηλότερο COP (0,6–1,8) αλλά υψηλότερη απόδοση (35–70%). Δεδομένου ότι ο COP του ψυκτικού συστήματος και ο βαθμός απόδοσης του είναι αντιστρόφως ανάλογα, η απόδοση του συνολικού συστήματος μειώνεται μεταξύ 35 και 80%. Αυτό εμπίπτει περίπου στην ίδια εμβέλεια με τα φωτοβολταϊκά συστήματα. Τα θερμικά συστήματα ψύξης μπορούν επίσης να ενσωματωθούν με θερμική αποθήκευση (με χαμηλότερο κόστος από τις μπαταρίες) και μπορούν να σχεδιαστούν για εξαιρετική ετήσια απόδοση μέσω διπλού σκοπού για την κάλυψη των αναγκών θέρμανσης του κτιρίου. Η θερμική αποθήκευση, ειδικότερα, θεωρείται ως ένα μεγάλο πλεονέκτημα αυτών των συστημάτων δεδομένου ότι (σε σχέση με το συμβατικό HVAC) καλύπτει τα μέγιστα φορτία ψύξης και θέρμανσης στο δίκτυο [15]. Ένα άλλο πλεονέκτημα των θερμοκίνητων συστημάτων είναι ότι με την αφαίρεση του συμπιεστή, χαρακτηρίζονται από λειτουργία χαμηλών κραδασμών και χαμηλού θορύβου. Μέχρι σήμερα, η συντριπτική πλειονότητα των υφιστάμενων ηλιακών συστημάτων κλιματισμού οδηγείται από ηλιακή θερμική θερμότητα [6,16]. Σε περιοχές που απαιτούν ψύξη και θέρμανση καθ' όλη τη διάρκεια του έτους, τα συστήματα αυτά αποτελούν λύση καθ' όλη τη διάρκεια του έτους, βελτιώνοντας το σύστημα και οικονομίας σε σύγκριση με εκείνα που παράγουν μόνο κρύο ή θερμότητα. Τα ηλιακά συστήματα θερμικής ψύξης είναι λιγότερο πιθανό να ληφθούν σε οικιστικές κλίμακες (5–15 kW_c λόγω της σημαντικά υψηλότερης τιμής τους σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα διαχωρισμού που συνδέονται με το δίκτυο [17]. Για εφαρμογές μεγάλης κλίμακας (> 50 kW_c), ωστόσο, οι οικονομίες κλίμακας μπορούν να καταστήσουν τις μεγαλύτερες μονάδες πιο βιώσιμες [18]

Όπως φαίνεται στην σχήμα. 2, οι διαθέσιμες τεχνολογίες στην αγορά θερμικά ενεργών συστημάτων ψύξης είναι τα συστήματα ψύξης αποξηρανσης, οι κύκλοι ψύξης εκτόνωσης, οι ψύκτες προσρόφησης και απορρόφησης [19]. Ένας κύκλος ψύξης αποξηραντικού χρησιμοποιεί υγρό ή στερεό αποξηραντικό υλικό για να απορροφήσει το νερό από ένα εισερχόμενο ρεύμα αέρα - χρησιμοποιώντας θερμότητα ως πηγή [20]. Το νερό ψεκάζεται έπειτα στο ρεύμα αέρα με αφυγραντήρα, με αυτόν τον τρόπο μειώνεται η θερμοκρασία του και που παρέχει ένα ψυκτικό αποτέλεσμα (εξατμιστική ψύξη). Ενώ υπάρχουν σχετικά λίγοι προμηθευτές αυτών των συστημάτων, τα συστήματα ψύξης αποξηραντικών έχουν χρησιμοποιηθεί εκτενώς σε εξειδικευμένες εφαρμογές (π.χ. σουπερ μάρκετ και ζεστά και υγρά κλίματα) [21], όπου η ικανότητα ανεξάρτητου ελέγχου της υγρασίας του αέρα παρέχει πρόσθετες πληροφορίες. Ένας ψυκτικός κύκλος εκτόνωσης είναι βασικά ο ίδιος με έναν συμβατικό ψύκτη συμπύεσης ατμών, αλλά χρησιμοποιεί έναν εκτοξευτή – έναν θερμικό καταμεριστή που αποτελείται από ένα υπερηχητικό ακροφύσιο, θάλαμο ανάμειξης και υγραντήρα – για να συμπιέσει ένα ψυκτικό μέσο αντί για έναν ηλεκτρικά καθοδηγούμενο μηχανικό συμπιεστή [22]. Ο εκτοξευτής απαιτεί θερμότητα ως πηγή προκειμένου να αυξηθεί η πίεση του ψυκτικού μέσου. Μέχρι σήμερα, η τεχνολογία αυτή δεν έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως λόγω της σχετικά χαμηλής ισχύος της [23]. Ένας κύκλος ψύξης προσρόφησης βασίζεται στο φαινόμενο της φυσικής προσρόφησης μεταξύ του και ενός στερεού προσροφητικού για την επίτευξη ψύξης. Όταν θερμαίνεται, ο στερεός απορροφητής απελευθερώνει τον ατμό και πιέζει το δοχείο στο οποίο ο ατμός περιέχεται [24]. Αυτό, σε αποτέλεσμα, δημιουργεί ένα θερμικό συμπιεστή που αντικαθιστά ένα συμβατικό μηχανικό συμπιεστή. Ενώ υπάρχει μόνο ένας περιορισμένος αριθμός κατασκευαστών ψυκτικών συσκευών προσρόφησης [24], η τεχνολογία ψυκτικού συστήματος προσρόφησης είναι σε θέση να λειτουργεί καλά με πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας και είναι πιο κατάλληλη για λειτουργία με πύργο ξηρής ψύξης. Ωστόσο, είναι γενικά βαριά, ογκώδη και σχετικά ακριβά, ιδίως τα μεγάλης κλίμακας [25,26].

Ο τελευταίος τύπος θερμικά ενεργών συστημάτων ψύξης είναι ο κύκλος ψύξης απορρόφησης που χρησιμοποιεί υγρό απορροφητικό για την απορρόφηση του ατμού του ψυκτικού μέσου προκειμένου να συμπιεστεί θερμικά το ψυκτικό μέσο και συνεπώς να δημιουργηθεί ένα ψυκτικό σύστημα. Είναι εμπορικά διαθέσιμο για πολλά χρόνια, οι ψύκτες απορρόφησης είναι ώριμοι, αξιόπιστοι και πιο ενεργειακοί σε σύγκριση με άλλες διεργασίες θερμικής ψύξης, πράγμα που σημαίνει ότι απαιτείται λιγότερη θερμότητα για να επιτευχθεί μια δεδομένη ποσότητα ψύξης [27,28]. Επιπλέον, διατίθενται ψύκτες απορρόφησης για

εφαρμογές μεγάλης κλίμακας και το κόστος τους είναι χαμηλότερο από τα υπόλοιπα θερμικά ενεργειακά συστήματα ψύξης για τέτοιες χρήσεις [28,29]. Έτσι, η τεχνολογία ψύξης απορρόφησης θεωρείται ως η πιο επιθυμητή μέθοδος για την ηλιακή θερμική ψύξη και αναμένεται να ανταγωνιστεί σε κλίμακα τα συμβατικά συστήματα κλιματισμού στο άμεσο μέλλον. Ωστόσο, οι ψύκτες απορρόφησης με ηλιακή ενέργεια δεν είναι ακόμη ευρέως διαθέσιμοι στο εμπόριο, κυρίως λόγω της σχετικά υψηλής επένδυσης της ηλιακής ενέργειας, της πολυπλοκότητας του συστήματος και του χαμηλού αριθμού μονάδων που υπάρχουν για να τα δούμε[30]. Έτσι, απαιτείται περισσότερη έρευνα για την αξιολόγηση της ενεργειακής απόδοσης, της αξιοπιστίας και της ανταγωνιστικότητας του κόστους αυτής της τεχνολογίας σε σύγκριση με τα τυπικά συστήματα HVAC. Περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με την απόδοση των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης παρουσιάζονται στην επόμενη ενότητα.

3. Ηλιακή ψύξη μέσω των ψυκτών απορρόφησης

3.1. Κύκλος ψύξης με απορρόφηση

Η τεχνολογία ψύξης απορρόφησης έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως για εφαρμογές κλιματισμού, ειδικά σε κτίρια μεγάλης κλίμακας [31]. Η αρχή λειτουργίας ενός κύκλου απορρόφησης είναι παρόμοια με εκείνη ενός κύκλου συμπίεσης ατμών με δύο κύριες διαφορές. Η πρώτη διαφορά είναι ότι, σε αντίθεση με τους ηλεκτρικά κινητήριους μηχανικούς ψύκτες συμπίεσης ατμών, ο κύκλος απορρόφησης είναι ένα θερμικό σύστημα που κινείται με θερμότητα και μικρή εισροή ενέργειας για την κίνηση της αντλίας.[31]. Η δεύτερη διαφορά είναι η ύπαρξη ενός δευτερεύοντος υγρού εκτός από το ψυκτικό μέσο εργασίας, το οποίο είναι γνωστό ως απορροφητικό. Το απορροφητικό διάλυμα χρησιμοποιείται για την απορρόφηση του ατμού του ψυκτικού μέσου, επιτρέποντας την πίεση του να αυξηθεί από μια αντλία και όχι από έναν συμπιεστή ατμού που απαιτεί μεγαλύτερο έργο. Το σχήμα. 3 απεικονίζει έναν βασικό κύκλο ψύξης απορρόφησης. Τα κύρια συστατικά του κύκλου είναι ο εξατμιστής, ο απορροφητής, η αντλία, ο αναγεννητής, ο συμπυκνωτής και οι βαλβίδες εκτόνωσης. Όπως στον κύκλο συμπίεσης ατμού, ο κύκλος απορρόφησης λειτουργεί σε δύο επίπεδα πίεσης. Το επίπεδο χαμηλής πίεσης αντιστοιχεί στον εξατμιστή και τον απορροφητή, ενώ ο συμπυκνωτής και ο αναγεννητής λειτουργούν στο επίπεδο υψηλής πίεσης. Το επίπεδο υψηλής πίεσης είναι περίπου δέκα φορές υψηλότερο από το επίπεδο χαμηλής πίεσης, επιτρέποντας την απόρριψη θερμότητας από το ψυκτικό μέσο σε χαμηλές θερμοκρασίες. Η αρχή λειτουργίας αυτού του κύκλου εξηγείται ως εξής:

Η αρχή λειτουργίας του κύκλου βασίζεται απλώς στις υψηλές θερμοκρασίες βρασμού του ψυκτικού μέσου και του απορροφητικού μέσου. Πρώτον, η χαμηλής ποιότητας θερμότητα από έναν κλιματιζόμενο χώρο (π.χ. ένα κτίριο) μεταφέρεται στον εξατμιστήρα μέσω ενός βρόχου κρύου νερού, προκαλώντας την εξάτμιση του ψυκτικού μέσου. Στη συνέχεια, ο ατμός ψυκτικού μέσου χαμηλής πίεσης περνά στον απορροφητήρα, όπου είναι ένας απορροφητής από ένα συμπυκνωμένο απορροφητικό υγρό και σχηματίζει ένα αραιό διάλυμα. Η θερμότητα που απελευθερώνεται κατά τη διάρκεια αυτής της διαδικασίας αφαιρείται από το ρεύμα νερού ψύξης που προέρχεται από έναν πύργο ψύξης. Το αραιωμένο διάλυμα απορροφητικού και ψυκτικού αντλείται στον αναγεννητή, το οποίο χρησιμοποιείται για να βράσει το ψυκτικό μέσο από το διάλυμα ενώ το συμπυκνωμένο απορροφητικό παραμένει στο υγρό. Το πλούσιο διάλυμα στη συνέχεια περνά μέσα από μια βαλβίδα διαστολής και επιστρέφει στον απορροφητή. Οι ατμοί του ψυκτικού πηγαίνουν στον συμπυκνωτή, όπου η θερμότητα απορρίπτεται στο κλειστό κύκλωμα νερού ψύξης, συμπυκνώνοντας τον ατμό του ψυκτικού μέσου σε υγρό. Στη συνέχεια, το υγρό υψηλής πίεσης διέρχεται από μια βαλβίδα διαστολής, μειώνοντας την πίεση και τη θερμοκρασία του στα επίπεδα του εξατμιστήρα και ολοκληρώνοντας τον κύκλο. Το έργο στον κύκλο είναι αυτό που απαιτείται για τη λειτουργία της αντλίας του διαλύματος, η οποία είναι σημαντικά μικρότερη από εκείνη ενός συμπιεστή ατμού

3.2. Κρυστάλλωση

Η κρυστάλλωση μπορεί να συμβεί σε ψύκτες LiBr-H₂O όταν η συγκέντρωση του ζεστού διαλύματος, σε LiBr γίνεται πολύ υψηλή ή, εναλλακτικά, εάν το διάλυμα κρυσώνει σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες. Στην περίπτωση κρυστάλλωσης, ένα διαφορετικό μείγμα διαλύματος LiBr-H₂O και κρυστάλλων LiBr υπάρχει σε

ισορροπία. Αυτό το φαινόμενο είναι πιο πιθανό να λάβει χώρα στον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος και μπορεί να μπλοκάρει σωλήνες και βαλβίδες και μπορεί ακόμη και να οδηγήσει σε ξηρή λειτουργία της αντλίας διαλύματος λόγω ενός κενού απορροφητή. Εάν συμβεί αυτό, η θερμοκρασία του διαλύματος που έχει σταθεροποιηθεί πρέπει να αυξηθεί πάνω από το σημείο κορεσμού του, έτσι ώστε οι κρύσταλλοι αλατιού να διαλυθούν εκ νέου [32]. Η διαδικασία ανάκτησης της λειτουργίας του απορροφητή μετά την κρυστάλλωση είναι έντονη και χρονοβόρα [33]. Έτσι, είναι απαραίτητο τα ψυκτικά συστήματα LiBr-H₂O να λειτουργούν πολύ μακριά από την περιοχή κρυστάλλωσης. Η κρυστάλλωση του διαλύματος LiBr-H₂O είναι πιο προβληματική στα αερόψυκτα ψυκτικά συστήματα, καθώς ο αερόψυκτος απορροφητής τείνει να λειτουργεί σε υψηλότερη θερμοκρασία και επίπεδο συγκέντρωσης από έναν υδρόψυκτο απορροφητή λόγω των σχετικών χαρακτηριστικών μεταφοράς θερμότητας του ψυκτικού υλικού [33]. Για να απεικονιστεί η περιοχή κρυστάλλωσης, τα όρια φάσης συνήθως δεν περιλαμβάνονται στο διάγραμμα κλάσματος πίεσης-θερμοκρασίας-μάζας, όπως παρουσιάζεται στο διάγραμμα Duhring LiBr-H₂O στο σχήμα. 4 [31]. Όπως φαίνεται σε αυτό, θεωρητικά, το κλάσμα μάζας του LiBr θα πρέπει να διατηρείται κάτω από περίπου 70%, έτσι ώστε το διάλυμα LiBr-H₂O μπορεί να παραμείνει ανάμικτο, ενώ αυτή η τιμή θα πρέπει να είναι πολύ χαμηλότερη στην πράξη (π.χ. 50%)[34].

Οι τρεις συχνότερες αιτίες κρυστάλλωσης είναι [35]:

- Διαρροή αέρα, που έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνεται το επιπέδου πίεσης του εξατμιστήρα. Μη απορροφήσιμα αέρια όπως το υδρογόνο, που παράγονται κατά τη διάβρωση, τα οποία μπορούν επίσης να μειώσουν την απόδοση του απορροφητή και του συμπυκνωτή ψυκτικού συστήματος. Ως εκ τούτου, μια αντλία κενού χρησιμοποιείται για τη διατήρηση των κενών μέσα στο μηχάνημα και την εξάλειψη των ανεπιθύμητων αερίων.
- Εάν η θερμοκρασία του νερού ψύξης γίνει πολύ χαμηλή, ειδικά σε συνθήκες υψηλού φορτίου ψύξης, μπορεί να προκαλέσει κρυστάλλωση.
- Η διακοπή ρεύματος μπορεί επίσης να οδηγήσει σε κρυστάλλωση μέσα στο ψύκτη. Κατά τη διάρκεια των συνηθισμένων διακοπών λειτουργίας, το μηχάνημα υποβάλλεται σε κύκλο αραίωσης, μειώνοντας έτσι το επίπεδο συγκέντρωσης του διαλύματος LiBr-H₂O στο ψύκτη. Εάν η μηχανή σταματήσει ξαφνικά κατά τη διάρκεια της λειτουργίας πλήρους φορτίου, όταν το διάλυμα υψηλής συγκέντρωσης υπάρχει στον εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος, η κρυστάλλωση αποτελεί σημαντικό κίνδυνο.

Για να αποφευχθεί η κρυστάλλωση, οι θερμοκρασίες ζεστού και κρύου νερού πρέπει να μετρώνται και να ελέγχονται εντός του ορισμένου εύρους που προτείνεται από τον κατασκευαστή του ψυκτικού συστήματος. Χημικά πρόσθετα όπως η 2-αιθυλοεξανόλη μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν για τη μετατόπιση της γραμμής κρυστάλλωσης σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Οι περιορισμοί που επιβάλλονται στις λειτουργικές θερμοκρασίες στο βρόχο του αναγεννητή, στο συμπυκνωτή και εξατμιστήρα του ψυκτικού συστήματος έχουν ως αποτέλεσμα τη λήψη προληπτικών μέτρων για την αποφυγή κρυστάλλωσης και μπορούν να επιβάλουν λειτουργικούς περιορισμούς στην απόδοση των ψυκτών απορρόφησης, οι οποίοι μπορεί να περιορίσουν ή ακόμα και να αποτρέψουν τη χρήση τους σε ακραίες καιρικές συνθήκες. Για παράδειγμα, σε ζεστά και υγρά κλίματα, μπορεί να μην είναι δυνατή η διατήρηση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης στην επιθυμητή περιοχή και, ως εκ τούτου, ο ψύκτης πρέπει να αλλάξει για να αποφευχθεί οποιαδήποτε ζημιά μέσα στο σύστημα

3.3. Ταξινόμηση των ψυκτών απορρόφησης

Οι ψύκτες απορρόφησης μπορούν να ταξινομηθούν με βάση τρία βασικά κριτήρια: τη μέθοδο της πυροδότησης, το ζεύγος των εργαζομένων υγρών και τον αριθμό των αποτελεσμάτων. Αυτά θα περιγράψουν στις ακόλουθες ενότητες.

Μέθοδος εκτόνωσης

Ανάλογα με τον τύπο της διαθέσιμης θερμικής εισόδου, οι ψύκτες απορρόφησης μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο ομάδες ως εξής:

- ψυκτικά συστήματα άμεσης έλασης στα οποία η κινητήρια θερμότητα προέρχεται απευθείας από την καύση ορυκτών καυσίμων. Ως αποτέλεσμα, αυτός ο τύπος ψυκτικού συστήματος απορρόφησης λειτουργεί με υγρό καύσιμο ή φυσικό αέριο.
- Έμμεσοι ψύκτες στους οποίους η θερμότητα προέρχεται από άλλη πηγή και συνήθως παραδίδονται στο ψύκτη μέσω ενός ενδιάμεσου στοιχείου (δηλαδή ενός εναλλάκτη θερμότητας). Αυτή η θερμότητα μπορεί να έχει τη μορφή ζεστού νερού, ατμού ή θερμού καυσαερίων.

Δεδομένου ότι η ηλιακή θερμότητα αποθηκεύεται συνήθως στο νερό, οι ψύκτες έμμεσης απορρόφησης προτιμώνται σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης.

Ζεύγος εργαζομένων ρευστών

Μια άλλη ταξινόμηση των ψυκτών απορρόφησης βασίζεται στον τύπο του ζεύγους εργαζόμενων ρευστών που χρησιμοποιείται στο ψύκτη. Η απόδοση και η ικανότητα ενός ψυκτικού συστήματος απορρόφησης διέπεται πλήρως από τις θερμό-φυσικές ιδιότητες του ζεύγους εργασιμων υγρών. Η δυνατότητα αναντιστοιχίας του ψυκτικού μέσου και του απορροφητικού σε υγρή φάση εντός του εύρους της θερμοκρασίας λειτουργίας του κύκλου απορρόφησης είναι η πλέον σημαντική απαίτηση για το κατάλληλο ζεύγος υγρών εργασίας. Επιπλέον, θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψη τα ακόλουθα κριτήρια κατά την επιλογή του ζεύγους των εργασιμων υγρών [36]:

- Το ζεύγος εργαζόμενων ρευστών πρέπει να είναι χημικά σταθερό, μη τοξικό, μη διαβρωτικό και φθινό.
- Η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των σημείων βρασμού του ψύκτη και του απορροφητή πρέπει να είναι υψηλή.
- Το ψυκτικό μέσο πρέπει να είναι πτητικό, επιτρέποντάς του να διαχωρίζεται εύκολα από το απορροφητικό μέσα στον αναγεννητή.

Μεταξύ των πολυάριθμων ζευγαριών που λειτουργούν σε κύκλους απορρόφησης, το λιθιούχο βρώμιο-νερό ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) και η αμμωνία-νερό ($\text{H}_2\text{O-NH}_3$) είναι τα δύο πιο κοινά ζεύγη [36]. Άλλα ζεύγη έχουν επίσης αναφερθεί στη βιβλιογραφία όπως $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ [37], $\text{LiBr-HO(CH}_2\text{)OH}$ [38] και άλλα [36,39], αλλά δεν είναι ανταγωνιστικά τόσο πολύ, κυρίως λόγω της κακής τους απόδοσης. Το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ χρησιμοποιείται κυρίως για εφαρμογές κλιματισμού, ενώ το $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ είναι το πιο συχνά χρησιμοποιούμενο λειτουργικό υγρό για σκοπούς ψύξης λόγω της ικανότητας αμμωνίας να επιτυγχάνει θερμοκρασίες κάτω του μηδενός. Οι μηχανές απορρόφησης $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ απαιτούν γενικά υψηλότερες θερμοκρασίες στους αναγεννητές τους και έχουν χαμηλότερα επίπεδα COP από εκείνα που χρησιμοποιούν το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ως λειτουργικό υγρό [40]. Δεδομένου ότι η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας βρασμού της αμμωνίας και του νερού δεν είναι πολύ υψηλή, οι ψύκτες απορρόφησης $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ χρειάζονται επίσης ένα συμπυκνωτή για να διαχωρίσουν την αμμωνία και τους υδρατμούς μέσα στο αναγεννητή, γεγονός που προσθέτει πολυπλοκότητα και αυξάνει το κόστος του συστήματος. Σε ψύκτες $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, η κρυστάλλωση μπορεί να συμβεί εάν η συγκέντρωση του διαλύματος είναι πολύ υψηλή. Για να αποφευχθεί αυτό, ένα σύστημα εσωτερικού ελέγχου εγκαθίσταται κανονικά στο ψύκτη για την παρακολούθηση της θερμοκρασίας στην οποία λαμβάνει χώρα απόρριψη θερμότητας μέσα στον απορροφητή. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η κρυστάλλωση μπορεί να συμβεί σε ψύκτες $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ και για να αποφευχθεί αυτό, ένα σύστημα εσωτερικού ελέγχου εγκαθίσταται κανονικά μέσα στο ψύκτη για την παρακολούθηση της θερμοκρασίας στην οποία λαμβάνει χώρα η απόρριψη θερμότητας μέσα στον απορροφητή. Αν και τα προαναφερθέντα ζεύγη εργασίας έχουν χρησιμοποιηθεί κυρίως σε τεχνολογίες ψυκτών απορρόφησης, η έρευνα για την ανακάλυψη νέων λειτουργικών υγρών συνεχίζεται [41,42].

Αριθμός βαθμίδων

Οι ψύκτες απορρόφησης μπορούν επίσης να κατηγοριοποιηθούν με τον αριθμό των «βαθμίδων», ένας σχεδιασμός που αναφέρεται στον αριθμό των φορών που ανακυκλώνεται η θερμότητα μέσα στο ψύκτη για την παραγωγή ψύξης. Επί του παρόντος, υπάρχουν τρεις κοινοί τύποι ψυκτικών συστήματος απορρόφησης που διατίθενται συνήθως στην αγορά - ψύκτες μονής, διπλής και τριπλής βαθμίδας[31]. Προχωρώντας προς ένα υψηλότερη βαθμίδα, πιο περίπλοκη, ο κύκλος οδηγεί σε υψηλότερο επίπεδο απόδοσης (COP), αλλά απαιτεί υψηλότερες θερμοκρασίες[43].

Ψύκτης απορρόφησης μονής βαθμίδας

Οι ψύκτες μονής βαθμίδας είναι η απλούστερη περιγραφή των ψυκτών απορρόφησης. Όπως καταδεικνύεται στο σχήμα 5, ο ψύκτης αποτελείται από έναν εξατμιστή (E), έναν απορροφητή (A), έναν εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος (SHX), μια αντλία διαλύματος, μια γεννήτρια (G), έναν συμπυκνωτή (C) και δύο βαλβίδες διαστολής. Η κύρια λειτουργία του εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος είναι να προθερμάνει το αδύναμο απορροφητικό διάλυμα πριν εισέλθει στον θερμαντήρα λαμβάνοντας θερμότητα από το ισχυρό απορροφητικό διάλυμα που επιστρέφει από τον αναγεννητή, που οδηγεί σε αυξημένο COP του ψυκτικού συστήματος. Οι ψύκτες μονής βαθμίδας λειτουργούν στο εύρος θερμοκρασίας από 80 °C έως 100 °C, επιτυγχάνοντας COP περίπου 0,7–0,8 που εμφανίζεται στο σχήμα 6 [44].

Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας

Οι ψύκτες χρησιμοποιούν έναν ακόμα αναγεννητή για την παραγωγή περισσότερων ατμών στο ψυκτικό μέσο από μια δεδομένη θερμική είσοδο και έτσι λειτουργούν μεταξύ τριών επιπέδων πίεσης – του επιπέδου χαμηλής πίεσης στον εξατμιστήρα, του επιπέδου μέσης πίεσης στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας (LTG) και του επιπέδου υψηλής πίεσης στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας (HTG), όπου η εξωτερική είσοδος θερμότητας χρησιμοποιείται για το βράσιμο του ψυκτικού μέσου. Όπως φαίνεται στο σχήμα. 7 σχήμα. 8 και σχήμα. 9 υπάρχουν τρεις σχεδιαστικές παραλλαγές για ένα ψύκτη απορρόφησης (λόγω της προτίμησης των κατασκευαστών) – παράλληλοι κύκλοι, σε σειρές και αντίστροφες σειρές ροής κύκλων[43].

Η διάρκεια μεταξύ αυτών των κύκλων είναι ο τρόπος κατανομής της ροής λύσης μεταξύ των δύο αναγεννητών. Παράλληλα, το αδύναμο διάλυμα διαιρείται μεταξύ της χαμηλής και της υψηλής θερμοκρασίας γεννήτριες, ενώ σε σειρά το διάλυμα αντλείται απευθείας από τον απορροφητή στη γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας. Στον κύκλο της αντίστροφης σειράς ροής, το διάλυμα συγκεντρώνεται εν μέρει στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας πριν αντληθεί στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας. Και στα τρία σχέδια, ο θερμός ψυκτικός ατμός που αφήνει τον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας εισέρχεται στον συμπυκνωτή υψηλής θερμοκρασίας (HTC), όπου η θερμότητα που απελευθερώνεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας συμπύκνωσης επαναχρησιμοποιείται για να λειτουργήσει ο αναγεννητής χαμηλής θερμοκρασίας. Στην πράξη, ο συμπυκνωτής υψηλής θερμοκρασίας και ο αναγεννητής χαμηλής θερμοκρασίας ενσωματώνονται σε μία συσκευή μεταφοράς θερμότητας (δηλαδή έναν εναλλάκτη θερμότητας), όπου η μία πλευρά είναι ο συμπυκνωτής υψηλής θερμοκρασίας και η άλλη πλευρά ενεργεί ως αναγεννητής χαμηλής θερμοκρασίας. Στη συνέχεια, ο ψυκτικός ατμός διέρχεται από τον συμπυκνωτή χαμηλής θερμοκρασίας (LTC), ενώνοντας ένα άλλο ρεύμα ψυκτικού μέσου που προέρχεται από τον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας. Αφού περάσει μέσα από τη βαλβίδα, το ψυκτικό μέσο στη συνέχεια επιστρέφει στον εξατμιστή, όπου η ψύξη πραγματοποιείται με τον ίδιο τρόπο του κύκλου μονής βαθμίδας. Όπως φαίνεται στο σχήμα. 6 οι ψύκτες αυτοί μπορούν να επιτύχουν υψηλότερα COPs, έως 1,4, αλλά απαιτούν σημαντικά υψηλότερες θερμοκρασίες περίπου 180 °C[46]. Πρέπει να αναφερθεί ότι όλοι οι διαθέσιμοι στο εμπόριο ψύκτες χρησιμοποιούν το LiBr-H₂O ως λειτουργικό υγρό (δεδομένου ότι το H₂O-NH₃ απαιτεί πολύ υψηλότερες πιέσεις) [43].

Ψύκτης απορρόφησης τριπλής βαθμίδας

Οι ψύκτες, όπως υποδηλώνει το όνομα, προέρχονται από τρεις διαδοχικούς αναγεννητές, χρησιμοποιώντας την εξωτερική είσοδο θερμότητας τρεις φορές για την παραγωγή ατμών του ψυκτικού μέσου. Το σχήμα. 10 δείχνει το σχηματικό διάγραμμα ενός τέτοιου ψύκτη. Τα ρεύματα ατμών του ψυκτικού μέσου που

παράγονται στους αναγεννητές υψηλής και μεσαίας θερμοκρασίας συμπυκνώνονται στον συμπυκνωτή χαμηλής θερμοκρασίας, παρέχοντας έτσι θερμότητα στο αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας. Το υγρό ψυκτικό μέσο πηγαίνει στον εξατμιστήρα και ολοκληρώνει τον κύκλο. Οι ψύκτες αυτοί μπορούν να παράγουν ψύξη σε COP περίπου 1,8, αλλά απαιτούν είσοδο θερμότητας 210-240 °C (σχήμα.6) που είναι δύσκολο να επιτευχθεί για ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες [47]. Προς γνώση του συγγραφέα, μόνο δύο εταιρείες – η Thermax Ltd και η Kawasaki Thermal Engineering Ltd – κατασκευάζουν επί του παρόντος ψύκτες τριπλής βαθμίδας (χρησιμοποιώντας LiBr-H₂O) παγκοσμίως [48,49].

Για να συνοψιστούν αυτές οι επιλογές, ο πίνακας 1 παρουσιάζει τα κύρια χαρακτηριστικά σχεδιασμού των τεχνολογιών ψυκτικού συστήματος απορρόφησης που διατίθενται στην αγορά.

3.4. Μέθοδοι αποβολής θερμότητας

Η επιλογή ενός συστήματος αποβολής θερμότητας είναι ζωτικής σημασίας για την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας των ψυκτών απορρόφησης και, ως εκ τούτου, μπορεί επηρεάσει σημαντικά την ενεργειακή απόδοση του ψυκτικού συστήματος. Γενικά, οι διάφοροι ψύκτες θερμότητας (π.χ. αέρας, έδαφος και νερό) μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την αποβολή θερμότητας από το ψύκτη. Οι νεροχύτες εδάφους μπορεί να είναι μια καλή επιλογή σε ορισμένα επίπεδα επειδή, ως επί το πλείστον, αλλάζουν σε πιο αργές, εποχιακές χρονικές κλίμακες, ενώ οι ψύκτες αέρα και νερού εξαρτώνται σε μεγάλο βαθμό από τις καθημερινές κλιματικές διακυμάνσεις (π.χ. θερμοκρασία ξηρού / υγρού βολβού και υγρασία). Επικείμενη βιομηχανία, οι ψύκτες αέρα κυριάρχησαν στην αγορά: με τη μορφή πύργων ξηρής ψύξης και υγρής ψύξης [31], οι οποίοι συζητούνται στη συνέχεια. Υπάρχουν επίσης και άλλες μέθοδοι απόρριψης θερμότητας, όπως η αδιαβατική πρόψυξη του αέρα σε ξηρούς ψύκτες ή υβριδικούς πύργους ψύξης, αλλά οι εγκαταστάσεις τους περιορίζονται σε περιοχές με ειδικές κλιματικές συνθήκες [28].

Ξηρή ψύξη

Τα συστήματα απόρριψης ξηρής θερμότητας αποτελούνται από εναλλάκτες θερμότητας, όπου το ρεύμα νερού ψύξης που επιστρέφει από το ψύκτη αποβάλλει τη θερμότητα στον ατμοσφαιρικό αέρα που κατευθύνεται στους εναλλάκτες θερμότητας μέσω ανεμιστήρων [53]. Η απόδοση των συστημάτων ξηρής ψύξης εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τη θερμοκρασία του ατμοσφαιρικού αέρα. Τα συστήματα απόρριψης ξηρής θερμότητας δεν μπορούν να δροσίσουν το νερό ψύξης κάτω από τη θερμοκρασία του λαμπτήρα αέρα περιβάλλοντος.

Τα συστήματα ξηρής ψύξης έχουν γενικά υψηλό αρχικό κόστος, αλλά χαμηλότερο κόστος συντήρησης σε σύγκριση με την τεχνολογία πύργων υγρής ψύξης. Το κόστος χημικής επεξεργασίας νερού αποφεύγεται, καθώς το νερό ψύξης δεν χρειάζεται να έρχεται σε άμεση επαφή με τον αέρα και δεν υπάρχουν προβλήματα υγιεινής που σχετίζονται με την ανάπτυξη μούχλας/διάβρωσης στην τεχνολογία ξηρής ψύξης. Τα κύρια μειονεκτήματα των συστημάτων ξηρής ψύξης σε σύγκριση με τα συστήματα πύργων υγρής ψύξης είναι η υψηλή αποβολή θερμότητας θερμοκρασιών, το υψηλό κόστος επένδυσης και η υψηλή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας [55,56]. Η απόδοση των συστημάτων ξηρής ψύξης μειώνεται καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία περιβάλλοντος. Αυτό μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα στη μείωση της υγρασίας από το νερό ψύξης στον ατμοσφαιρικό αέρα, ειδικά σε ζεστά κλίματα. Επιπλέον, μπορεί να οδηγήσει σε υψηλές θερμοκρασίες νερού ψύξης που παρέχονται στο ψύκτη [54]. Για να μετριαστεί αυτό το πρόβλημα, ο εισερχόμενος αέρας στον εναλλάκτη θερμότητας μπορεί να ψυχθεί με ψεκάσμο νερό στην αέρια ροή (αδιαβατική εξατμιστική προψύξη). Πρέπει να σημειωθεί ότι η προσέγγιση αυτή μπορεί να μην λειτουργεί καλά σε εξαιρετικά υγρά περιβάλλοντα, καθώς η υγρασία του ατμοσφαιρικού αέρα είναι ήδη υψηλή [54,57].

Πύργοι υγρής ψύξης

Οι υγροί πύργοι ψύξης εξάγουν τη θερμότητα από το νερό ψύξης ρέουν μέσα από την εξατμιστική ψύξη. Κατά τη διάρκεια αυτής της διαδικασίας, ένα μικρό μέρος του νερού εξατμίζεται στο ρεύμα του αέρα

καθώς τραβιέται / φυσάει μέσα από τον πύργο. Καθώς η θερμότητα μεταφέρεται στην αέρια ροή, αυξάνετε η θερμοκρασία της μέχρι το σημείο κορεσμού (δηλ. ~100% σχετική υγρασία) και στη συνέχεια απορρίπτεται στο περιβάλλον. Το εξατμισμένο (και οποιοδήποτε πιο κάτω) νερό πρέπει να αντικαθίσταται συνεχώς από νερό. Η θερμοκρασία παροχής νερού ψύξης θα είναι πάντα περίπου 3 K υψηλότερη από την υγρή θερμοκρασία του ατμοσφαιρικού αέρα, ο οποίος ο ίδιος εξαρτάται και από την ξηρά θερμοκρασία και την υγρασία του ατμοσφαιρικού αέρα [6].

Οι πύργοι υγρής ψύξης έχουν χαμηλότερο επενδυτικό κόστος και είναι σε θέση να αποβάλλουν περισσότερη θερμότητα με χαμηλότερη παρασιτική κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος, σε σύγκριση με τους ξηρούς ψύκτες[58]. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό δεδομένου ότι ο ανεμιστήρας του πύργου ψύξης και η αντλία νερού ψύξης είναι συνήθως υπεύθυνοι για το μεγαλύτερο μέρος της συνολικής κατανάλωσης της παρασιτικής ισχύος του ψυκτικού συστήματος[55]. Επιπλέον, οι πύργοι υγρής ψύξης επιτρέπουν την απόρριψη θερμότητας σε χαμηλότερες θερμοκρασίες σε ένα ευρύτερο φάσμα συνθηκών περιβάλλοντος. Αυτό αυξάνει την ψυκτική ικανότητα του συστήματος, καθώς και την ετήσια εξοικονόμηση ενέργειας από ηλιακή ψύξη [59]. Τα κύρια πλεονεκτήματα των πύργων υγρής ψύξης είναι τα προβλήματα υγιεινής, οι συναθροίσεις νερού και το υψηλότερο κόστος συντήρησης. Ωστόσο, τα οικονομικά και οι επιδόσεις των εγκαταστάσεων ηλιακής ψύξης που βασίζονται σε ψύξη απορρόφησης βελτιώνονται σχεδόν πάντα με τη χρήση πύργων υγρής ψύξης, ιδίως στις μεγαλύτερες σειρές μεγέθους [55,59]. Για τους προαναφερθέντες λόγους, οι πύργοι υγρής ψύξης είναι γενικά κατάλληλοι για εφαρμογές ψύξης ηλιακής απορρόφησης. Στην περίπτωση της εξαιρετικά υψηλής σχετικής υγρασίας στις περιοχές, η εξατμιστική ψύξη στον πύργο ψύξης γίνεται αναποτελεσματική, και έτσι η απόδοση της αποβαλλόμενης θερμότητας πέφτει σημαντικά. Ως εκ τούτου, μπορεί να είναι επιθυμητό να μεταβείτε σε ένα σύστημα ξηρής ψύξης ή να χρησιμοποιήσετε το νερό ως , έναν κατά τα άλλα ξηρό ψύκτη τις ζεστές ημέρες αιχμής για να αποφύγετε παρατεταμένες περιόδους διακοπής λειτουργίας του ψυκτικού συστήματος απορρόφησης [59]. Άλλες μέθοδοι απόρριψης θερμότητας, όπως οι υβριδικοί πύργοι ψύξης ή η χρήση αφυγραντήρα , μπορούν επίσης να υιοθετηθούν σε ακραίες κλιματολογικές συνθήκες [60]

3.5. Ηλιακοί ψύκτες απορρόφησης

Οι ψύκτες απορρόφησης τροφοδοτούνται παραδοσιακά από φυσικό αέριο ή θερμότητα βιομηχανικών αποβλήτων σε μεγάλα κτίρια εδώ και δεκαετίες [31]. Πρόσφατα , τα έργα επίδειξης έχουν δείξει τη δυνατότητα χρήσης ηλιακής θερμικής ενέργειας για τη λειτουργία αυτών των ψυκτικών συστημάτων[8]. Όπως φαίνεται στο σχήμα. 11, ένα τυπικό ηλιακό σύστημα απορρόφησης αποτελείται από τέσσερα βασικά μέρη: έναν ηλιακό θερμικό συλλέκτη, έναν ψύκτη απορρόφησης, έναν βοηθητικό θερμαντήρα και μια δεξαμενή αποθήκευσης.

Η προσπτόμενη ηλιακή ακτινοβολία που απορροφάται από ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες αυξάνει τη θερμοκρασία ενός μέσου αποθήκευσης (θερμική αποθήκευση) μέσω μιας μεταφοράς θερμότητας που κυκλοφορεί από μια αντλία στον ηλιακό βρόχο. Στη συνέχεια, ο ψύκτης απορρόφησης μετατρέπει τη συλλεγόμενη ηλιακή θερμική θερμότητα σε χρήσιμη ψύξη, η οποία παραδίδεται από το ψύκτη ως παγωμένο νερό σε δοχεία ψύξης για να καλύψει το φορτίο ψύξης του κτιρίου. Η θερμότητα οδήγησης στο ψύκτη και το θερμικό φορτίο του κτιρίου αποβάλλονται μέσω ενός βρόχου νερού ψύξης στο περιβάλλον. Δεδομένου ότι η ηλιακή ενέργεια δεν είναι πάντα διαθέσιμη (ή σε φάση με το φορτίο του κτιρίου), η μονάδα είναι συνήθως εξοπλισμένη με βοηθητικό θερμαντήρα και μονάδα θερμικής αποθήκευσης, αποσυνδέοντας έτσι τη διαλείπουσα διαθεσιμότητα ηλιακής θερμότητας από τη μεταβλητή ζήτηση της ψύξης του κτιρίου. Η θερμική αποθήκευση παρέχει επίσης χρόνο παραμονής, έτσι ώστε ο ψύκτης απορρόφησης να μπορεί να συνεχίσει να λειτουργεί ομαλά όταν η ηλιακή ακτινοβολία ποικίλλει (π.χ. λόγω νερό κάλυψης). Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό για τους ψύκτες απορρόφησης, τα οποία έχουν τους αργούς χρόνους έναρξης και έναν κύκλο αραίωσης στο κλείσιμο [31]. Πρέπει να σημειωθεί ότι, αν και το σύστημα του σχήματος 11 φαίνεται απλό ,υπάρχουν πολλές σημαντικές επιλογές όσον αφορά τις στρατηγικές. Για να περιπλέξουν τα πράγματα, προσωρινά στο τοπικό κλίμα και τα φορτία κτιρίων επηρεάζουν την απόδοση

Ηλιακοί θερμικοί συλλέκτες

Ένας ηλιακός θερμικός συλλέκτης είναι μια συσκευή που απορροφά την εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία, τη μετατρέπει σε χρήσιμη θερμική ενέργεια και μεταφέρει αυτή την ενέργεια σε ένα υγρό (π.χ. αέρα, νερό ή λάδι) που κυκλοφορεί μέσω του συλλέκτη [61]. Η συλλεγόμενη θερμική ενέργεια μπορεί είτε να τροφοδοτηθεί απευθείας σε μια θερμοκίνητη εφαρμογή (π.χ. κύκλοι θέρμανσης, ψύξης ή παραγωγής ενέργειας) είτε να αποθηκευτεί σε δεξαμενή θερμικής αποθήκευσης που θα χρησιμοποιηθεί αργότερα [61]. Ανάλογα με την εφαρμογή, αυτή η συλλεγόμενη θερμότητα μπορεί να παραδοθεί σε υψηλές θερμοκρασίες, που κυμαίνονται από 30 °C έως 1000 °C [61,62]. Σε υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας, η ποσότητα της απώλειας θερμότητας από τον συλλέκτη μπορεί να μειωθεί σημαντικά αυξάνοντας το λόγο συγκέντρωσης (δηλαδή μειώνοντας την περιοχή απορροφητή) και, σε ορισμένες περιπτώσεις, περιορίζοντας τις σχετικές απώλειες θερμότητας του συλλέκτη (π.χ. μόνωση κενού γύρω από τον απορροφητή).

Γενικά, οι ηλιακοί θερμικοί συλλέκτες μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο ευρείες ομάδες: μη συγκέντρωσης και συγκέντρωσης. Στους συλλέκτες που δεν είναι συμπυκνωτικοί, η περιοχή ανοίγματος του συλλέκτη – η περιοχή που υποκλέπτει/παρεμποδίζει την ηλιακή ακτινοβολία – είναι περίπου η ίδια με την περιοχή του απορροφητή. Έτσι, ολόκληρος ο ηλιακός συλλέκτης σε αυτόν τον τύπο συλλεκτών απορροφά το ηλιακό φως [63]. Οι συλλέκτες μη συγκέντρωσης είναι εύκολο να εγκατασταθούν, δεν απαιτούν ένα μηχανικό σύστημα παρακολούθησης και είναι οικονομικά αποδοτικοί. Ωστόσο, η απλότητα των συστημάτων αυτών περιορίζει τη λειτουργική τους θερμοκρασία πολύ κάτω από τους 200 °C και, ως εκ τούτου, τη δυνητική χρήση τους σε εφαρμογές υψηλής αξίας [64].

Οι συλλέκτες συγκέντρωσης χρησιμοποιούν κατοπτρικές επιφάνειες για να εστιάσουν το ηλιακό φως από μια μεγάλη περιοχή (περιοχή διαφράγματος) σε μια πολύ μικρότερη περιοχή δέκτη) όπου βρίσκεται ο απορροφητής [65]. Ο λόγος της περιοχής ανοίγματος του συλλέκτη προς την περιοχή απορροφητή (δέκτη) είναι γνωστός ως γεωμετρικός λόγος συγκέντρωσης (CR) του συλλέκτη. Καθώς η αναλογία ομόκεντρου αυξάνεται, αυτοί οι συλλέκτες μπορούν να προσφέρουν σημαντικά υψηλότερες θερμοκρασίες (200-1000 °C), χωρίς να απορροφούν από τις δραματικές απώλειες θερμότητας. Αυτό, ωστόσο, έρχεται στην τιμή των οπτικών απωλειών και των περίπλοκων συστημάτων παρακολούθησης - με αποτέλεσμα πολύ υψηλότερο κόστος κεφαλαίου ανά τετραγωνικό μέτρο [62]. Σε αντίθεση με τους μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες, οι συγκεντρωτικοί συλλέγουν ελάχιστη ή καθόλου ακτινοβολία χρήσης (π.χ. χωρίς να υπάρχει το 15-100% της διαθέσιμης ακτινοβολίας), η οποία περιορίζει το ηλιακό τους κέρδος ανά μονάδα [61]. Τα γενικά χαρακτηριστικά των κοινών τύπων ηλιακών θερμικών συλλεκτών που διατίθενται στην αγορά παρουσιάζονται στον πίνακα 2 [61,62].

Ο τύπος του ηλιακού θερμικού συλλέκτη που απαιτείται για την οδήγηση ενός ψυκτικού συστήματος απορρόφησης εξαρτάται σε κρίσιμο βαθμό από τον αριθμό των επιδράσεων. Οι χαμηλής θερμοκρασίας ηλιακοί θερμικοί συλλέκτες, όπως οι συλλέκτες σωλήνων σε πλάκες ή οι εκκενωμένοι συλλέκτες σωλήνων (FPC και ETCs) είναι κατάλληλοι για την παροχή ζεστού νερού σε ψύκτες απορρόφησης ενός προϊόντος. Οι συλλέκτες υψηλής θερμοκρασίας, είναι ικανοί να παρέχουν θερμοκρασίες γύρω στους 200–240 °C με αποδεκτή θερμική ισχύ, πρέπει να χρησιμοποιούνται για την λειτουργία ψυκτών απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων. Με βάση την τρέχουσα τεχνολογία, υπάρχουν τρεις τύποι ηλιακών θερμικών συλλεκτών υψηλής θερμοκρασίας στην αγορά, οι οποίοι θα μπορούσαν ενδεχομένως να είναι κατάλληλοι για ηλιακά συστήματα ψύξης χρησιμοποιώντας ψύκτες απορρόφησης διπλής και τριπλής βαθμίδας: γραμμικοί συλλέκτες Fresnel (LFRs), παραβολικοί (PTCs) και εκκενωμένοι συλλέκτες πλακών (EFPCs) [66]. Τα ακόλουθα παρουσιάζουν μια σύντομη περιγραφή των συνηθέστερων ηλιακών θερμικών συλλεκτών με δυνατότητα εμπορικής χρήσης, οι οποίοι θα μπορούσαν να ενσωματωθούν με την ψύξη απορρόφησης.

Συλλέκτης επίπεδων πλακών (FPC)

Οι συλλέκτες επίπεδων πλακών είναι ο απλούστερος και πιθανώς φθηνότερος τρόπος συλλογής ηλιακής ενέργειας και παραγωγής θερμικής θερμότητας. Όπως φαίνεται στο σχήμα. 12, ένας συλλέκτης πλακών αποτελείται από ένα διάφανο κάλυμμα που επιτρέπει τη ηλιακή ακτινοβολία, μια σκοτεινή, επιλεκτική

πλάκα απορροφητή που μετατρέπει την εισερχόμενη ακτινοβολία σε θερμότητα και τη μεταφέρει στο σύστημα σωλήνων που είναι προσαρτημένο σε αυτήν και μια θερμομονωτική δομή στην πίσω πλευρά για να ελαχιστοποιήσει τις απώλειες θερμότητας[62]. Τα FPC χρησιμοποιούνται συνήθως για εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας, όπως η παροχή θέρμανση ζεστού νερού και χώρου, ενώ ορισμένοι τύποι συλλεκτών πλάκας, όπως οι συλλέκτες διπλού υαλοπίνακα (που λειτουργούν στους 80–120 °C), θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν για την λειτουργία ψυκτών απορρόφησης ενός προϊόντος [67,68]. Πρέπει να σημειωθεί ότι οι απώλειες θερμότητας που συνδέονται με αυτούς τους συλλέκτες είναι απαγορευτικά υψηλές σε υψηλότερες θερμοκρασίες λειτουργίας – ένας παράγοντας που αυξάνει την ποσότητα της χρήσιμης θερμότητας και συνεπώς τη θερμική ικανότητα του συλλέκτη.

Εκκενωμένος συλλέκτης σωλήνων (ETC)

Ένας μη συμπακνωμένος εκκενωμένος συλλέκτης σωλήνων αποτελείται από παράλληλες σειρές σωλήνων κλειστού κενού που βρίσκονται σε οριζόντια θέση που βρίσκεται στην κορυφή του συλλέκτη, όπως φαίνεται στο σχήμα 13. Κάθε σωλήνας περιέχει ένα χάλκινο σωλήνα θερμότητας και μια μαύρη επίστρωση απορροφητή που μεταφέρει θερμότητα ηλιακής προέλευσης σε μια ροή μεταφοράς θερμότητας (π.χ. καθαρό νερό) μέσα στο σωλήνα θερμότητας. Καθώς το υγρό δέχεται θερμότητα, εξατμίζεται και ανεβαίνει στην κορυφή του σωλήνα θερμότητας, όπου η συλλεγόμενη θερμότητα μεταφέρεται σε ένα κρύο νερό / ρεύμα πετρελαίου που οφείλεται μέσω του σωλήνα. Καθώς αυτή η διαδικασία συμβαίνει, ο ατμός μέσα στο σωλήνα θερμότητας συμπυκνώνεται και μετατρέπεται ξανά σε υγρό επιστρέφοντας στο κάτω μέρος του σωλήνα θερμότητας [70]. Παρόμοιος με τους συλλέκτες πλακών, οι εκκενωμένοι συλλέκτες σωλήνων μπορούν να χρησιμοποιούν την ακτινοβολία. Ωστόσο, έχουν χαμηλότερες απώλειες θερμότητας σε σύγκριση με τους συλλέκτες πλακών, λόγω της μόνωσης κενού γύρω από τους σωλήνες θερμού απορροφητή και της κυλινδρικής γεωμετρίας των απορροφητών που έχει λιγότερη εξάρτηση από τη γωνία ηλιακής πρόσπτωσης[70]. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τα ETCs να επιτυγχάνουν υψηλότερες θερμοκρασίες (έως 150 °C) με αποδεκτό επίπεδο ηλεκτρονικής επάρκειας από τα FPC. Αυτό επιτρέπει στα ETCs να είναι κυρίως κατάλληλα για το ψυκτικού σύστημα απορρόφησης μονής βαθμίδας. Η χρήση ETCs για την λειτουργία ψυκτών πολλαπλών βαθμίδων, ωστόσο, αποτελεί πρόκληση, καθώς οι απαιτούμενες θερμοκρασίες σε τέτοιες περιπτώσεις είναι πολύ πάνω από το ονομαστικό εύρος θερμοκρασίας λειτουργίας του συλλέκτη, γεγονός που μπορεί να μειώσει δραματικά τη θερμική αποτελεσματικότητα του συλλέκτη.

Παραβολικός συλλέκτης (PTC)

Ένας παραβολικός συλλέκτης αποτελείται από έναν εκκενωμένο σωλήνα δέκτη τοποθετημένο κατά μήκος της εστιακής γραμμής σε σχήμα παραβολής (σχήμα). Ο σωλήνας συνδέεται με τη δομή του καθρέπτη και χρησιμοποιείται για τη μεταφορά ηλιακής ακτινοβολίας που διέρχεται από τον γραμμικό συμπακνωτή στη μεταφορά θερμότητας (π.χ. νερό ή πετρέλαιο) που διέρχεται από το σωλήνα. Για να εξασφαλιστεί ότι το εισερχόμενο ηλιακό φως χτυπά το σωλήνα, το σύστημα αντανακλά και ο σωλήνας πρέπει να εξοπλιστεί με ένα σύστημα εντοπισμού. Σε αντίθεση με τα FPC και τα ETCs, τα PTCs μπορούν να χρησιμοποιήσουν μόνο το στοιχείο δέσμης της παγκόσμιας ηλιακής ακτινοβολίας και πρέπει να απέχουν περισσότερο μεταξύ τους για να αποφευχθεί η σκίαση, οδηγώντας σε χαμηλότερο ηλιακό κέρδος ανά μονάδα [72]. Η έλλειψη αυτή, ωστόσο, μπορεί να συνοδεύεται εν μέρει από τις χαμηλές απώλειες θερμότητας, οι οποίες συμβαίνουν μόνο στην εξωτερική επιφάνεια του σωλήνα, η οποία είναι σχετικά μικρή σε σύγκριση με την περιοχή ανοίγματος του συλλέκτη. Έχοντας σχετικά υψηλό λόγο συγκέντρωσης (περίπου 15–50) και χαμηλά επίπεδα απώλειας θερμότητας, τα ΠΤΠ μπορούν να επιτύχουν θερμοκρασίες λειτουργίας έως 300 °C με ικανοποιητική θερμική ευαισθησία [62]. Τέτοιες θερμοκρασίες είναι επαρκείς για να επιτευχθεί σε ζεστό νερό υψηλής πίεσης προκειμένου να λειτουργήσει ένας διπλός ή τριπλός-ψυκτής απορρόφησης. Θα πρέπει να αναφερθεί ότι μέχρι σήμερα ορισμένες κατασκευές PTC, όπως η NEP Solar και η SOLITE MGmbH, έχουν εγκαταστήσει επιτυχώς συστήματα ψύξης απορρόφησης διπλής βαθμίδας με βάση το PTC σε μερικά έργα [73,74]

Γραμμικός ανακλαστήρας Φρέσνελ (LFR)

Οι γραμμικοί ανακλαστήρες Fresnel, όπως φαίνεται στο σχήμα.15, χρησιμοποιούν παραβολικά κάτοπτρα για να συγκεντρώσουν την ακτινοβολία σε ένα φιξαρισμένο σωλήνα που βρίσκεται στον απορροφητή. Αυτή η συγκεντρωμένη ενέργεια μεταφέρεται έπειτα μέσω του σωλήνα απορροφητών στο εργαζόμενο υγρό. Οι συλλέκτες συγκέντρωσης γραμμικής Φρέσνελ κατασκευάζονται κυρίως για σκοπούς παραγωγής ενέργειας μεγάλης κλίμακας [76] και, ως εκ τούτου, δεν μπορούν εύκολα να ενσωματωθούν σε στέγες. Η Βιομηχανική Ηλιακή GmbH Ε.Π.Ε.[77], παραδείγματος χάριν, έχει αναπτύξει έναν εμπορικό διαδοχικό ψύκτη απορρόφησης $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ που οδηγείται από τους γραμμικούς συλλέκτες Fresnel για να παραγάγει την ψύξη για τα παγωμένα τρόφιμα ($-12\text{ }^\circ\text{C}$) εφαρμογές [78]. Πρόσφατα, ένας συλλέκτης μικρό συγκέντρωσης (MCT) με χαμηλή περιεκτικότητα έχει αναπτυχθεί από την Chromasun Inc.[79], το οποίο χρησιμοποιεί γραμμικούς ανακλαστήρες Fresnel για να συγκεντρώσει την ακτινοβολία σε έναν στάσιμο δέκτη. Το σχήμα. 16 δείχνει μια σχηματική άποψη αυτού του συλλέκτη. Όπως φαίνεται σε αυτό το σχήμα, ολόκληρο το οπτικό σύστημα περικλείεται σε σφραγισμένο υαλοπίνακα για τη μείωση των εμφανών απωλειών θερμότητας. Οι συλλέκτες MCT μπορούν να επιτύχουν θερμοκρασίες έως και $200\text{ }^\circ\text{C}$ και μπορούν να ενσωματωθούν στην αρχιτεκτονική των κτιρίων. Ως εκ τούτου, φαίνονται κατάλληλα για την παροχή θερμικής θερμότητας σε περίπου $180\text{ }^\circ\text{C}$, προκειμένου να λειτουργούν οι διπλής βαθμίδας ψύκτες απορρόφησης.

Εκκενωμένος επίπεδος συλλέκτης πλακών (EFPC)

Πρόσφατα, ένας καινοτόμος συλλέκτης πιάτων έχει αναπτυχθεί από την TVP Solar Inc.[81]. Η TVPMT-Power, ειδικότερα, μπορεί να πάρει τόσο την ακτίνα όσο και τη διάχυτη ακτινοβολία και να επιτύχει θερμοκρασίες έως $200\text{ }^\circ\text{C}$ χωρίς ηλιακή συγκέντρωση ή μηχανισμό παρακολούθησης [82]. Ένα σχηματικό του συλλέκτη TVPMT-Power παρουσιάζεται στο σχήμα 17. Λόγω του υψηλού κενού που επιτυγχάνεται μέσα σε αυτόν τον συλλέκτη, οι απώλειες θερμότητας μειώνονται σε αμελητέο επίπεδο. Για το λόγο αυτό, τα EFPC προσφέρουν υψηλότερα επίπεδα θερμικής αποτελεσματικότητας σε θερμοκρασίες γύρω στους $180\text{ }^\circ\text{C}$ σε σύγκριση με τους τυπικούς συλλέκτες πλάκας ή τους εκκενωμένους συλλέκτες σωλήνων. Ως εκ τούτου, τα EFPCs μπορούν να είναι μια πολλά υποσχόμενη επιλογή σχεδιασμού για ενσωμάτωση ψυκτών διπλής βαθμίδας

Συνοπτικά, ο πίνακας 3 απαριθμεί τους τύπους των ηλιακών θερμικών συλλεκτών που θα μπορούσαν ενδεχομένως να χρησιμοποιηθούν για τους ψύκτες απορρόφησης με βάση το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$

Θερμική δεξαμενή αποθήκευσης

Η βασική λειτουργία ενός συστήματος θερμικής αποθήκευσης είναι η αποθήκευση ενέργειας σε μέσο αποθήκευσης που θα χρησιμοποιηθεί αργότερα [84]. Η θερμική αποθήκευση αποτελεί ζωτικό μέρος των συστημάτων ψύξης ηλιακής απορρόφησης, λειτουργώντας ως πηγή για να ξεπεραστεί η διαλείπουσα φύση της ηλιακής ενέργειας και η διακύμανση της ζήτησης φορτίου των κτιρίων. Παρέχει επίσης χρόνο παραμονής στο ψύκτη, αποτρέποντας από συχνές on / off επαναλήψεις. Γενικά, υπάρχουν δύο τρόποι για να ενσωματώσετε μια μονάδα θερμικής αποθήκευσης σε ένα σύστημα ψύξης ηλιακής απορρόφησης. Ένας τρόπος είναι να αποθηκεύσετε την ηλιακή θερμότητα σε μια δεξαμενή θερμικής αποθήκευσης, η οποία μπορεί αργότερα να χρησιμοποιηθεί για να στεγνώσει το ψύκτη. Η δεύτερη επιλογή είναι η αποθήκευση της ψυχρής ενέργειας που παράγεται από το ψυγείο σε μια μονάδα ψυκτικής αποθήκευσης. Ενώ η χρήση δεξαμενής θερμής αποθήκευσης στην ηλιακή περιοχή αποτελεί αναπόσπαστο μέρος ενός ηλιακού συστήματος ψύξης [6,70], η προσθήκη μονάδας ψυχρής αποθήκευσης μετά το ψυκτικό σύστημα θα μπορούσε να μειώσει τόσο την ικανότητα του ψυκτικού συστήματος όσο και την αναντιστοιχία μεταξύ προσφοράς και ζήτησης [85]. Μπορεί επίσης να βελτιώσει την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας [84]. Επιπλέον, τα συστήματα ψυχρής θερμικής αποθήκευσης απαιτούν καλύτερη μόνωση, καθώς η διαθέσιμη ενέργεια στη δροσερή κατάσταση είναι ακριβότερη από τη θερμότητα που διατίθεται στη δεξαμενή θερμής αποθήκευσης [59,86].

Τα συστήματα θερμικής αποθήκευσης μπορούν να βασίζονται στη λογική θερμότητα ενός στερεού ή υγρού μέσου ή στην λανθάνουσα θερμότητα ενός υλικού αλλαγής φάσης (PCM) [84]. Μέχρι σήμερα, οι περισσότερες εγκαταστάσεις ηλιακής ψύξης έχουν χρησιμοποιήσει μεσαία δεξαμενή αποθήκευσης λόγω

του σχετικά χαμηλού κόστους τους και υπάρχει περιορισμένη εμπειρία σχεδιασμού για τη χρήση λανθάνοντος συστήματος αποθήκευσης θερμότητας [15]. Ωστόσο, βρίσκεται σε εξέλιξη έρευνα σχετικά με νέους υποψηφίους PCM με ανταγωνιστικές προοπτικές, με στόχο την αύξηση του μεγέθους της δεξαμενής αποθήκευσης στα συστήματα ψύξης ηλιακής απορρόφησης [15,87]. Η θερμοκρασία λειτουργίας του ψυκτικού συστήματος είναι ένας σημαντικός παράγοντας κατά την επιλογή ενός κατάλληλου υλικού αποθήκευσης για συστήματα ψύξης ηλιακής απορρόφησης. Το νερό είναι το πιο κοινό μέσο αποθήκευσης που χρησιμοποιείται για συστήματα ψύξης ηλιακής απορρόφησης χαμηλής θερμοκρασίας χρησιμοποιώντας ψύκτες μονής βαθμίδας. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το νερό έχει υψηλή θερμοχωρητικότητα και είναι άμεσα διαθέσιμο, φθινό και χημικά σταθερό [15]. Λόγω του περιορισμού του σημείου βρασμού (100 °C σε 1 bar), η χρήση νερού ως λογικού μέσου αποθήκευσης θερμότητας για ηλιακούς ψύκτες πολλαπλών βαθμίδων απαιτεί αύξηση της πίεσης του συστήματος για τη διατήρηση του νερού σε υγρή φάση. Ως εναλλακτική λύση στο ζεστό νερό υπό πίεση, το θερμικό πετρέλαιο θα μπορούσε επίσης να χρησιμοποιηθεί ως μέσο αποθήκευσης σε τέτοιες εφαρμογές. Τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα που συνδέονται με αυτά τα δύο μέσα παρουσιάζονται στον πίνακα 4. Πρέπει να σημειωθεί ότι ανάλογα με τις συνθήκες και τα πρότυπα σχεδιασμού, η βιομηχανία ηλιακής ψύξης σε διαφορετικές δικαιοδοσίες μπορεί να προτιμά είτε το ζεστό νερό υπό πίεση είτε το πετρέλαιο.

Επιπλέον Επιλογές

Λόγω της διαλείπουσας φύσης της ηλιακής ενέργειας, ένα εφεδρικό σύστημα (με βάση τα ορυκτά καύσιμα) βρίσκεται σε συστήματα ηλιακών ψυκτών απορρόφησης για να καλύψει τη ζήτηση φορτίου κτιρίου όταν οι ηλιακές εισροές είναι αναποτελεσματικές. Το εφεδρικό σύστημα μπορεί να χρησιμοποιήσει είτε φυσικό αέριο είτε ηλεκτρική ενέργεια (ή σπάνια, πηγή εδάφους) ως βοηθητική πηγή ενέργειας. Οι θερμαντήρες αερίου ή/και ο μηχανικός ψύκτης συμπίεσης ατμών που κινείται είναι οι συνηθέστερα χρησιμοποιούμενοι. Πρέπει να σημειωθεί ότι λόγω του υψηλού κόστους κεφαλαίου των ψυκτών ηλιακής απορρόφησης, η ταυτόχρονη χρήση δύο εφεδρικών συστημάτων είναι απίθανο να είναι οικονομικοί [59,88].

Ένας βοηθητικός θερμαντήρας (AH) μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε σε σειρά είτε παράλληλα με τη δεξαμενή αποθήκευσης όπως φαίνεται στο σχήμα. 18.

Στη διάταξη , ο βοηθητικός θερμαντήρας χρησιμοποιείται για την αύξηση της θερμοκρασίας του ζεστού νερού (HW) που εξέρχεται από τη δεξαμενή αποθήκευσης (ST). Έτσι, το υγρό περνά πάντα από το βοηθητικό θερμαντήρα ανεξάρτητα από το αν χρησιμοποιείται. Στην παράλληλη διάταξη, η δεξαμενή παρακάμπτει τη δεξαμενή αποθήκευσης όταν χρησιμοποιείται ο βοηθητικός θερμαντήρας και ολόκληρη η ενεργειακή επανατοποθέτηση του ψυκτικού συστήματος ικανοποιείται από το βοηθητικό σύστημα κάθε φορά που η θερμοκρασία της δεξαμενής είναι πολύ χαμηλή για να είναι χρήσιμη. Παρόμοια με τον θερμαντήρα αερίου, ένας εφεδρικός μηχανικός ψύκτης μπορεί επίσης να τοποθετηθεί είτε παράλληλα είτε σε σειρά σε σχέση με τον ψύκτη απορρόφησης. Οι ρυθμίσεις αυτές απεικονίζονται στο σχήμα 19. Στην παράλληλη διάταξη, μόνο ο ψύκτης απορρόφησης ή ο μηχανικός ψύκτης λειτουργεί ανά πάσα στιγμή για να ικανοποιήσει την απαιτούμενη ζήτηση ψύξης του κτιρίου. Έτσι, τόσο η απορρόφηση όσο και οι μηχανικοί ψύκτες πρέπει να έχουν τέτοιο μέγεθος ώστε είτε να μπορούν να καλύψουν τη μέγιστη ζήτηση ψύξης του κτιρίου. Για να επιτευχθεί ένας πιο οικονομικός σχεδιασμός του συστήματος, το ψυκτικό σύστημα απορρόφησης(και η ηλιακή περιοχή) μπορεί να είναι μικρότερη. Αυτό απαιτεί μια διάταξη σειράς μεταξύ των δύο ψυκτών, καθώς ο (μικρότερος) ψύκτης απορρόφησης δεν είναι σε θέση να παρέχει μόνο ολόκληρη τη ζήτηση ψύξης. Ως εκ τούτου, τα συμβατικά ψυκτικά συστήματα και τα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης μπορούν να λειτουργήσουν ταυτόχρονα για να ικανοποιήσουν τη ζήτηση του κτιρίου.

4. Προγράμματα ηλιακής ψύξης απορρόφησης του φορέα International Energy Agency (IEA)

Έχουν γίνει ευρείες μελέτες στη βιβλιογραφία αφιερωμένη στο σχεδιασμό, την προσομοίωση, την πειραματική ανάλυση και τη βελτιστοποίηση των συστημάτων ψύξης ηλιακής απορρόφησης [8,26–

28,55,89–93]. Ως εκ τούτου, το παρόν τμήμα παρουσιάζει μια επισκόπηση της πρόσφατης εξέλιξης των τεχνολογιών ψύξης απορρόφησης ηλιακής ενέργειας ως εξής.

Καθήκοντα SHC του Διεθνούς Οργανισμού Ενέργειας (IEA)

Ο Διεθνής Οργανισμός Ενέργειας (ΔΟΕ) έχει οργανώσει αρκετά ειδικά έργα στο πλαίσιο του Προγράμματος Ηλιακής Θέρμανσης και Ψύξης (SHC), με στόχο την ενίσχυση της συλλογικής γνώσης και εφαρμογής της ηλιακής θέρμανσης και ψύξης μέσω διεθνούς συνεργασίας [94]. Το ακόλουθο είναι μια σύντομη ανασκόπηση των πιο σχετικών εργασιών SHC του ΙΕΑ στο θέμα των ψυκτών ηλιακής απορρόφησης:

Έργο 25 του Διεθνούς Οργανισμού Ενέργειας (IEA)

Το έργο 25 – Ηλιακός κλιματισμός κτιρίων – καθορίστηκε από τον ΙΕΑ το 1999 για τη βελτίωση των συνθηκών εισόδου στην αγορά συστημάτων ψύξης με ηλιακή υποβοήθηση, προωθώντας έτσι την εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας και τη μείωση των μέγιστων φορτίων ηλεκτρισμού όσον αφορά την ψύξη [95]. Όσον αφορά την προσομοίωση του συστήματος, η υποσημείωση B της παρούσας εργασίας διερεύνησε ένα πρωτότυπο ψυκτικού συστήματος απορρόφησης μικρής κλίμακας (5 kW) NH₃/H₂O μονής βαθμίδας για οικιακές εφαρμογές. Τα αποτελέσματα περιλάμβαναν κάποιες θερμοδυναμικές μεταβλητές στο εσωτερικό του ψυκτικού συστήματος (π.χ. θερμοκρασίες, πιέσεις και COP) που διαδραμάτισαν τον μεγαλύτερο ρόλο στον προσδιορισμό της θερμικής απόδοσης του συστήματος.

Έργο 38 του Διεθνούς Οργανισμού Ενέργειας (IEA)

Ο κύριος στόχος του έργου 38 – Ηλιακός κλιματισμός και ψύξη – το οποίο ξεκίνησε το 2006 ήταν η εφαρμογή μέτρων για την ταχεία εισαγωγή στην αγορά μικρών και μεσαίων ηλιακών συστημάτων θερμικού κλιματισμού και ψύξης [96]. Το σύστημα αποδομής, το κτίριο και η αλληλεπίδραση και των δύο με τον τεχνικό εξοπλισμό δεν εξετάστηκαν λεπτομερώς στην Εργασία. Μια επισκόπηση των παγκοσμίως εγκατεστημένων ηλιακών συστημάτων ψύξης πραγματοποιήθηκε επίσης σε αυτό το έργο, το οποίο έδειξε την κυριαρχία των ψυκτών απορρόφησης μεταξύ των εγκατεστημένων συστημάτων. Ενώ η έννοια των ηλιακών ψυκτών πολλαπλών επιδράσεων δεν διερευνήθηκε σε αυτό το έργο, η χρήση ηλιακών συλλεκτών υψηλής θερμοκρασίας για την λειτουργία ψυκτών απορρόφησης διπλής και τριπλής βαθμίδας προτάθηκε ως πιθανό επόμενο βήμα στην επένδυση των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης.

Έργο 45 του Διεθνούς Οργανισμού Ενέργειας (IEA)

Ο κύριος στόχος του Έργου 45 – Μεγάλης Κλίμακας Ηλιακή Θέρμανση και Ψύξη Systems – (διάρκεια: 2011–2014) ήταν να βοηθήσει στην ανάπτυξη μιας βιώσιμης αγοράς για μεγάλης κλίμακας ηλιακά συστήματα θέρμανσης και ψύξης εστιάζοντας στην οικονομική αποδοτικότητα και την αξιοπιστία των επιδόσεων [97]. Το πεδίο εφαρμογής που καλύπτεται σε αυτό το έργο ήταν σχετικά ευρύ, συμπεριλαμβανομένων βελτιωμένων δοκιμών συλλεκτών, κατευθυντήριων γραμμών για υλικά και κατασκευές για εποχιακά συστήματα αποθήκευσης και μιας απλής ανάλυσης ηλιακών θερμικών συστημάτων ψύξης χαμηλής θερμοκρασίας. Το έργο αυτό στερείται στρατηγικής ελέγχου σε επίπεδο συστήματος ή σε ψύκτες απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων με ηλιακή ενέργεια.

Το έργο 48 (Μέτρα Διασφάλισης ποιότητας και υποστήριξης για την ηλιακή ψύξη) είναι ένα έργο που διεξάγεται από μια ομάδα ερευνητών και πρακτικών από 9 χώρες σε όλο τον κόσμο [98]. Το έργο αυτό απευθύνεται σε λύσεις για να επιτρέψει στη βιομηχανία ηλιακής ψύξης να παρέχει συστήματα που είναι αποτελεσματικά, αξιόπιστα και οικονομικά ανταγωνιστικά. Αυτοί οι τρεις κύριοι στόχοι πρέπει να επιτευχθούν μέσω δραστηριοτήτων που θα ανυψωθούν σε τέσσερις επιμέρους εργασίες:

- Subtask A: Ανάπτυξη εργαλείων και διαδικασιών που χαρακτηρίζουν την απόδοση των κύριων συστατικών του συστήματος ηλιακής απορρόφησης.

- Subtask B: Δημιουργία πρακτικών και ολοκληρωμένων διαδικασιών για τον καθορισμό των καλύτερων τεχνικών διαδικασιών για πλήρη ολοκληρωμένα ηλιακά ψυκτικά συστήματα απορρόφησης.
- Subtask Γ: Ανάπτυξη προτύπων και διαδικασιών για τον προσδιορισμό και την επικύρωση της ποιότητας των ψυκτών ηλιακής απορρόφησης.
- Subtask D: Παραγωγή και διάδοση πληροφοριών για την προώθηση των συστημάτων ψύξης και θέρμανσης που κινούνται με ηλιακή θερμότητα

Θα πρέπει να αναφερθεί ότι ο βέλτιστος έλεγχος και ο σχεδιασμός των ψυκτών απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων με ηλιακή υποβοήθηση σε μεγάλα κτίρια αποτελεί αυτονόητο στόχο του έργου αυτού. Η πτυχή αυτή δεν διερευνήθηκε στα προκαταρκτικά καθήκοντα της SHC του IEA και μπορεί να αποδειχθεί ιδιαίτερα χρήσιμη σε κλίματα με υψηλά επίπεδα άμεσης φυσιολογικής ακτινοβολίας. Επιπλέον, ως μέρος των Subtasks A και B, κατασκευάστηκε ένα ηλιακό πρωτότυπο ψυκτικό σύστημα διπλής βαθμίδας στο CSIRO, Newcastle της Αυστραλίας για να διευκρινιστεί μέρος της πολυπλοκότητας του συστήματος που σχετίζεται με ηλιακούς ψύκτες απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων

Έργο 53 του Διεθνούς Οργανισμού Ενέργειας (IEA)

Έργο 53 – Ηλιακά συστήματα ψύξης και θέρμανσης νέας γενιάς (φωτοβολταϊκά ή ηλιακά θερμικά συστήματα) – (2014–2018) επικεντρώθηκε στην υποβοήθηση της ανάπτυξης μικρών και μεσαίων φωτοβολταϊκών συστημάτων και ηλιακών θερμοκίνητων συστημάτων ψύξης, που κυμαίνονται από 1 έως μερικές δεκάδες kW (δηλαδή οικιακές εφαρμογές) [99]. Ούτε το κτίριο ούτε η αλληλεξάρτησή του με τον τεχνικό εξοπλισμό ήταν το κύριο επίκεντρο της εργασίας. Έτσι, τα στοιχεία ανάλυσης στρατηγικής ελέγχου και βελτιστοποίησης αυτής της εργασίας επικεντρώθηκαν κυρίως σε φωτοβολταϊκά συστήματα. Επιπλέον, δεν γίνεται καμία αναφορά σε ψύκτες απορρόφησης πολλαπλών ετών σε αυτό το έργο.

Έργο 55 του Διεθνούς Οργανισμού Ενέργειας (IEA)

Εργασία 55 – Προς την ενσωμάτωση μεγάλων συστημάτων SHC στο δίκτυο θέρμανσης και ψύξης (DHC) - επικεντρώνεται στα συστήματα αποθήκευσης, τη βιομηχανική θερμότητα αποβλήτων και τις αντλίες θερμότητας στην ηλιακή θέρμανση και ψύξη [100]. Αυτή η εργασία ξεκίνησε πολύ πρόσφατα (δηλαδή τον Σεπτέμβριο του 2016), τόσο λίγα από την άποψη των απτών αποτελεσμάτων ήταν διαθέσιμα για αναθεώρηση κατά τη στιγμή της σύνταξης αυτής της εργασίας.

5. Διατάξεις και έλεγχος συστημάτων

Όπως προαναφέρθηκε, τα συστήματα κλιματισμού ηλιακής απορρόφησης μπορούν να σχεδιαστούν με μια σειρά από διάφορους σχεδιασμούς και εξαρτήματα, με αποτέλεσμα αρκετά υψηλή απόδοση. Αν και υπάρχει ένα σημαντικό κομμάτι έρευνας στον τομέα των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης, εκπληκτικά λίγα έχουν γραφτεί από την άποψη του πώς να σχεδιάσετε το «καλύτερο» σύστημα.

Μια βασική, αλλά αμφιλεγόμενη διάταξη που παρατηρείται στη βιβλιογραφία είναι αν ο θερμαντήρας και η δεξαμενή αποθήκευσης πρέπει να είναι σε σειρά ή παράλληλα. Αρχικά εισήχθη από τον Wardetal.[101] το 1977, το ερώτημα ποια διάταξη μεταξύ του βοηθητικού καυστήρα και της δεξαμενής αποθήκευσης (δηλαδή σειρά ή παράλληλη) δεν έχει απαντηθεί από πολλές μελέτες στην αγορά. Για παράδειγμα, ο Hangk.ά.[94.95], οι Li και Sumathy[96] μαζί με μερικούς άλλους ερευνητές έχουν αναφέρει τις παράλληλες βοηθητικές ρυθμίσεις θερμαντήρων στην εργασία τους. Σε αυτές τις μελέτες, ο βοηθητικός θερμαντήρας ήταν διατεταγμένος κατά τρόπο έτσι για τη παροχή των πλήρων ενεργειακών απαιτήσεων του κτιρίου όταν η ηλιακή ενέργεια που ήταν αποθηκευμένη στη δεξαμενή αποθήκευσης δεν ήταν σημαντική για την λειτουργία του ψυκτικού συστήματος απορρόφησης. Πρέπει να σημειωθεί ότι στις μελέτες αυτές δεν αναφέρθηκε περαιτέρω ανάλυση σχετικά με τη συμπεριφορά της δεξαμενής και την απόδοση της μονάδας της ηλιακής ψύξης στο σύνολο της στο πλαίσιο αυτής της ρύθμισης. Από την άλλη, υπάρχουν

αρκετές άλλες μελέτες [99.100.102–105] στις οποίες ο βοηθητικός θερμαντήρας εφαρμόστηκε σε σειρά, όπου ο θερμαντήρας ενισχύει το επίπεδο ενέργειας της δεξαμενής εάν η θερμοκρασία αποθήκευσης είναι πολύ χαμηλή για να είναι σε θέση να καλύψει τη ζήτηση θέρμανσης και ψύξης. Ομοίως, οι μελέτες αυτές δεν παρείχαν καμία αιτιολόγηση ως προς τους λόγους για τους οποίους εγκρίθηκε η ρύθμιση αυτή και κατά πόσον οδηγεί σε ενεργειακή απόδοση του συστήματος.

Η στρατηγική ελέγχου είναι επίσης ένα θέμα ενδιαφέροντος για την πρόσφατη βιβλιογραφία. Οι Yeung κ.α.[106] ανέπτυξαν έναν απλό μηχανισμό ελέγχου για να ρυθμίσει τις παγωμένες και δροσίζοντες θερμοκρασίες νερού του φορτίου ψύξης για ένα ηλιακό-τροφοδοτημένο σύστημα κλιματισμού απορρόφησης που κατασκευάζεται στο πανεπιστήμιο του Χονγκ Κονγκ. Σε αυτό το σύστημα ελέγχου, η παροχή ζεστού νερού άλλαξε όταν η θερμοκρασία του κρύου νερού έπεσε κάτω από ένα ειδικό όριο, ενώ η θερμοκρασία του νερού ψύξης ελεγχόταν από έναν ελεγκτή θερμοκρασίας σε λειτουργία on/off. Η στρατηγική αυτή ελέγχου οδήγησε σε αυξημένες λειτουργικές απώλειες και απώλειες θερμικής θερμότητας ως αποτέλεσμα των συχνών διαδικασιών εκκίνησης και διακοπής λειτουργίας του προγράμματος. Οι Koerppel κ.ά.[107] καθόρισαν τον βέλτιστο εποπτικό έλεγχο ενός ψύκτη διπλής βαθμίδας φυσικού αερίου με LiBr-H₂O ψύκτη απορρόφησης χρησιμοποιώντας μια προσομοιωμένη μέθοδο τεχνική για την μεγίστη δυνατή λειτουργία- προκειμένου να ελαχιστοποιηθεί το συνολικό λειτουργικό κόστος του ψύκτη. Οι συγγραφείς διαπίστωσαν ότι ανάλογα με τις επιλογές ελέγχου, ο βέλτιστος εποπτικός έλεγχος είχε ως αποτέλεσμα στη μείωση κατά 15% του συνολικού ενεργειακού κόστους σε σύγκριση με το βασικό σύστημα ελέγχου υποθέσεων. Οι Liao και Radermacher [33] πρότειναν μια στρατηγική ελέγχου που βασίζεται στη ρύθμιση του κρύου νερού ή του συμπυκνωτή των θερμοκρασιών για την αποφυγή κρυστάλλωσης στο LiBr-H₂O στους αερόψυκτες ψύκτες απορρόφησης. Οι Buzanto κ.ά.[108] διεξήγαγαν παρόμοια μελέτη, όπου πρότειναν τρεις στρατηγικές ελέγχου όσον αφορά τη λειτουργία του ψυκτικού συστήματος μέσω της ρύθμισης του ρυθμού μάζας και της θερμοκρασίας των ρευμάτων ψύξης και ζεστού νερού. Οι Zu κ.ά.[109] αξιολόγησαν τη δυναμική απόδοση ενός ψύκτη απορρόφησης LiBr-H₂O μονής βαθμίδας στο πλαίσιο δύο στρατηγικών ελέγχου: i) ρύθμιση της θερμοκρασίας εξόδου κρύου νερού ως μεταβλητή και (ii) ρύθμιση της θερμοκρασίας ζεστού νερού ως μεταβλητή.

Τα αποτελέσματα αποκάλυψαν ότι είτε η αύξηση της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας είτε η μείωση της θερμοκρασίας εισόδου νερού ψύξης αυξάνει τον κίνδυνο κρυστάλλωσης. Ωστόσο, οι συγγραφείς ανακάλυψαν ότι ο ψύκτης έχει καλύτερη απόδοση όταν επιλέγεται το ζεστό νερό, ώστε η θερμοκρασία να επιλέγεται ως η μεταβλητή για τη ρύθμιση του παραδοτέου φορτίου ψύξης. Οι Lamrous κ.ά.[110] πρότειναν επίσης μια στρατηγική ελέγχου για τους ψύκτες απορρόφησης που χρησιμοποιούν τα φτιαχτά νευρωνικά δίκτυα. Το μοντέλο τους έλαβε υπόψη τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου, καθώς και τους ρυθμούς ροής των εξωτερικών κυκλωμάτων νερού για να προσδιορίσει τη βέλτιστη απόδοση του ψυκτικού συστήματος και να επιτύχει την απαιτούμενη ψυκτική ικανότητα, πρέπει να σημειωθεί ότι η αλλαγή των ποσοστών μάζας στους εξωτερικούς βρόχους του ψυκτικού συστήματος μπορεί να μην είναι εφικτή επιλογή ως στρατηγική ελέγχου, δεδομένου ότι τα εμπορικά ψυκτικά συστήματα συχνά σχεδιάζονται για να λειτουργούν με ρυθμούς συγκεκριμένης ροής, εμποδίζοντας έτσι τη χρήση αντλιών VSD[59–61]. Επιπλέον, ο Albers [111] ανέπτυξε μια νέα στρατηγική ελέγχου για να κυβερνήσει/ελέγξει την ικανότητα ψύξης των ψεκτών απορρόφησης με την αλλαγή της θερμοκρασίας ζεστού και δροσίζοντος νερού ταυτόχρονα, οδηγώντας σε μια εκ νέου μείωση 5% στο λειτουργικό κόστος του συστήματος. Σήμερα, σχεδόν όλα οι ψύκτες απορρόφησης μεγάλης κλίμακας είναι εξοπλισμένοι με έναν πίνακα ελέγχου με μικροεπεξεργαστή, ο οποίος παρακολουθεί και ελέγχει όλες τις λειτουργίες του μηχανήματος [48–52].

Αν και ένας αυξανόμενος όγκος έρευνας αφιερώνεται στις στρατηγικές ελέγχου των μηχανών απορρόφησης [112.113] και των συσκευών αποβολής θερμότητας [58.114.115], λιγότερη έμφαση έχει δοθεί στις προσεγγίσεις ελέγχου μέσα στον ηλιακό βρόχο συλλεκτών στα ηλιακά συστήματα ψυκτών απορρόφησης. Για παράδειγμα, πολλοί συγγραφείς έχουν χρησιμοποιήσει αντλίες σταθερής ταχύτητας στους ηλιακούς συλλέκτες [116–120], αλλά μόνο λίγα έργα έχουν τονίσει την σημαντικότητα των αντλιών μεταβλητής ταχύτητας [105,121–123]. Δεδομένου ότι το κόστος των συσκευών μεταβλητής ταχύτητας έχει μειωθεί σημαντικά τα τελευταία χρόνια, η χρήση αντλιών μεταβλητής ταχύτητας και ανεμιστήρων έχει γίνει πολύ πιο διαδεδομένη στα συστήματα κλιματισμού [124.125]. Λόγω της παροδικής φύσης της ηλιακής ενέργειας, μια αντλία μεταβλητής ταχύτητας φαίνεται να είναι ακόμη πιο σημαντική στην ηλιακή

HVAC από ό,τι στο συμβατικό HVAC. Με αυτόν τον τρόπο, μπορεί να επιτευχθεί μια επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου ηλιακού συλλέκτη, επιτρέποντας έτσι στο ψύκτη να λειτουργεί για παρατεταμένες χρονικές περιόδους, αυξάνοντας έτσι τη χρήση του.

Πρόσφατα, οι Shirazi κ.α.[126] διεξήγαγαν μια περιεκτική ανάλυση για να καθορίσει ποια εναλλακτική επιλογή σχεδίου είναι η καλύτερη στρατηγική ελέγχου μεταξύ ενός μακροχρόνιου καταλόγου εναλλακτικών λύσεων σχεδίου που παρουσιάζονται στους ηλιακούς ψύκτες απορρόφησης. Οι συγγραφείς πρότειναν τρία σενάρια ελέγχου στον βρόχο ηλιακού συλλέκτη ως εξής: (i) μια σταθερή αντλία ταχύτητας χωρίς θερμοκρασία set-point, (ii) μια μεταβλητή αντλία ταχύτητας με φιξαρισμένη θερμοκρασία και μεταβλητό σημείο ρύθμισης στην έξοδο του συλλέκτη. Λαμβάνοντας υπόψη αυτές τις τρεις στρατηγικές ελέγχου, η απόδοση ενός ψύκτη απορρόφησης LiBr-H₂O αναλύθηκε με ηλιακή υποβοήθηση τόσο σειρών όσο και παράλληλων ρυθμίσεων του βοηθητικού καυστήρα και της δεξαμενής αποθήκευσης. Τα ετήσια αποτελέσματα των επιδόσεων από την παραμετρική μελέτη των προτεινόμενων αποτελεσμάτων έδειξαν ότι το συνολικό ηλιακό κλάσμα αυξήθηκε έως και 11% όταν χρησιμοποιήθηκε αντλία ηλιακού βρόχου μεταβλητής ταχύτητας για την επίτευξη θερμοκρασίας σημείου ρύθμισης συλλέκτη προσαρμοσμένη ανάλογα με τη ζήτηση του φορτίου κτιρίου. Ένα άλλο σημαντικό εύρημα αυτής της μελέτης ήταν ότι μια παράλληλη σχηματοποίηση για το βοηθητικό θερμαντήρα ξεπερνά μια συμβατική σειρά. Η ετήσια απόδοση ενός βοηθητικού θερμαντήρα παράλληλα με τη δεξαμενή αποθήκευσης ενισχύει το ηλιακό κλάσμα και τον μέσο συλλέκτη αποτελεσματικότητας, έως και 13% και 9%, αντίστοιχα (σε σύγκριση με τους ίδιους όρους σε σειρά). Παρόμοια αποτελέσματα έχουν επίσης αναφερθεί από τον Ahmed Khane κ.α.[127], που δείχνει ότι η παράλληλη ρύθμιση οδήγησε σε υψηλότερη εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας.

6. Προσομοίωση και μοντελοποίηση συστήματος

Η απόδοση ενός ψύκτη απορρόφησης ηλιακής ενέργειας μπορεί επίσης να επηρεαστεί τόσο από παραμέτρους που σχετίζονται με το σχεδιασμό, όπως τα χαρακτηριστικά της ηλιακής ενέργειας, της αποθήκευσης και του ψυκτικού συστήματος, καθώς και μεταβλητούς παράγοντες όπως οι καιρικές συνθήκες και το προφίλ του φορτίου του κτιρίου [70]. Μαθηματική μοντελοποίηση της δυνατότητας μελέτης ενός φυσικού συστήματος και ανακάλυψης τρόπων βελτίωσης της συνολικής απόδοσής του, όπου είναι δυνατόν. Η μοντελοποίηση προσομοίωσης είναι ένα χρήσιμο εργαλείο που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την αξιολόγηση και την κατανόηση της συμπεριφοράς και της λειτουργίας αυτών των συστημάτων κάτω από διάφορες περιτομές σχεδιασμού [70,96,128–130]. Υπάρχει ένα μεγάλο εύρος προγραμμάτων προσομοίωσης τα οποία μπορούν να χρησιμοποιηθούν στο πεδίο των ενεργειακών συστημάτων και στις προσομοιώσεις των κτιρίων. Το SPARK (Προσομοίωση Ανάλυσης Προβλημάτων και Έρευνα Πυρήνα), για παράδειγμα, είναι ένα πρόγραμμα προσομοίωσης που είναι κυρίως για την επίλυση θερμικών διεργασιών σε κτίρια [60]. Το SPARK διαθέτει τη δική του βιβλιοθήκη HVAC που βασίζεται σε απλά θερμοδυναμικά μοντέλα. Επιπλέον, έχουν δημιουργηθεί διάφορα εξαρτήματα στο κτίριο και στα συστήματα HVAC στο περιβάλλον του SPARK από φοιτητές και ερευνητές. Αν και πολλά από αυτά τα μοντέλα προορίζονταν για εσωτερική χρήση, θα μπορούσαν να διανεμηθούν από τους προγραμματιστές τους [60]. Το Energy Plus είναι ένα εργαλείο προσομοίωσης ενέργειας κτιρίου που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των φορτίων ψύξης και θέρμανσης των κτιρίων. Αν και διαθέτει μια σειρά από συμβατικά εξαρτήματα HVAC, το Energy Plus εξακολουθεί να μην είναι κατάλληλο για την ενσωμάτωση νέων συστημάτων κλιματισμού (π.χ. τεχνολογίες ηλιακής ψύξης) σε κτίρια, και ως εκ τούτου πρέπει να συνδυάζεται με ένα πρόγραμμα τρίτου μέρους. Η INSEL, η οποία αντιπροσωπεύει την Ολοκληρωμένη Γλώσσα Προσομοίωσης, είναι μια γλώσσα γραφικού προγραμματισμού γενικής χρήσης που χρησιμοποιείται στο σύστημα των ενεργειακών συστημάτων. Το εργαλείο αυτό βασίζεται σε δομημένο προγραμματισμό διαγραμμάτων μπλοκ και καλύπτει ένα ευρύ φάσμα συστημάτων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, συμπεριλαμβανομένων των τεχνολογιών προσομοίωσης κτιρίων και μετακίνησης [131]. Το βασικό συστατικό του INSEL είναι το in-sel Engine – ένας μεταγλωττιστής που είναι σε θέση να ερμηνεύσει και να εκτελέσει εφαρμογές γραμμένες στη γλώσσα INSEL. Η χρήση μπλοκ DELAY σε αυτό το πρόγραμμα θα μπορούσε να είναι προβληματική όσον αφορά τη λειτουργικότητα των μπλοκ ελέγχου (π.χ. τα μοντέλα αποθήκευσης και σωλήνων) απαιτούν

ένα πολύ σύντομο χρονικό διάστημα για να προβλέψουν σωστά τη θερμική απόδοση του συστήματος, γεγονός που μπορεί να αυξήσει το χρόνο υπολογισμού της προσομοίωσης. Το Polysun[133] είναι ένα απλό, συστατικό-βασισμένο πρόγραμμα προσομοίωσης, το οποίο χρησιμοποιείται κυρίως για να σχεδιάσει τα ανανεώσιμα ενεργειακά συστήματα όπως τα ηλιακά φωτοβολταϊκά, το ηλιακό ζεστό νερό, και τις αντλίες θερμότητας. Εκτός από τα επιστημονικά στοιχεία, η Polysun διαθέτει ένα πακέτο οικονομικής ανάλυσης, το οποίο μπορεί να παρέχει χρήσιμες τεχνικές εκθέσεις και τις απαραίτητες πληροφορίες για τη λήψη κρατικών επιδοτήσεων σε ορισμένες περιοχές της Ευρώπης και των ΗΠΑ. Ωστόσο, αυτό το οικονομικό μοντέλο είναι κατάλληλο μόνο για ηλιακά θερμικά συστήματα θέρμανσης και φωτοβολταϊκά συστήματα οροφής [132]. Αν και είναι φιλικό προς το χρήστη, το Polysun είναι λιγότερο κατάλληλο για ηλιακά συστήματα ψύξης [132]. Το Easy Cool είναι ένα εργαλείο προσομοίωσης που σχεδιάστηκε αρχικά για να εκτελεί απλή και γρήγορη ενεργειακή ανάλυση ηλιακών συστημάτων θερμικής ψύξης στο πλαίσιο έργων ηλιακού κλιματισμού στην Ευρώπη (SACE) [60]. Μετά την ανάγνωση των φακέλων των ετήσιων χρόνων σειρών και δεδομένων καιρού, αυτό το πρόγραμμα υπολογίζει την ετήσια ενεργειακή και οικονομική απόδοση αυτών των συστημάτων. Λόγω των περιορισμένων χαρακτηριστικών του Easy Cool, δεν είναι δυνατή η αποδέσμευση νέων εξαρτημάτων του συστήματος και των συνεπειών σε αυτό το περιβάλλον προσομοίωσης. Το Transol είναι ένα άλλο εύχρηστο εργαλείο προσομοίωσης, που αποτελείται από 40 προκαθορισμένες ρυθμίσεις για ηλιακά θερμικά συστήματα (βασισμένα σε μοντέλα TRNSYS), τα οποία επιτρέπουν στο χρήστη να διεξάγει απλούς υπολογισμούς ενέργειας και διαδρομές βελτίωσης. Το πρόγραμμα αυτό λειτουργεί με μετεωρολογικά δεδομένα που παράγονται από το λογισμικό Meteororm[134], με βάση τα οποία μπορούν να υπολογιστούν οι απαιτήσεις θέρμανσης και ψύξης του κτιρίου.

Οι περισσότερες από τις θεωρητικές μελέτες για την ηλιακή απορρόφηση chillers έχουν διεξαχθεί χρησιμοποιώντας το Πρόγραμμα Προσομοίωσης Μεταβατικών Συστημάτων (TRNSYS) [8]. Το TRNSYS έχει επισημανθεί από την υποσημείωση C του SHCTask 38 του IEA (μοντελοποίηση και θεμελιώδης ανάλυση του ηλιακού κλιματισμού και της ψύξης) [96], ως κατάλληλο εργαλείο για την αξιολόγηση της λεπτομερούς μοντελοποίησης και προσομοίωσης συστημάτων ηλιακής ψύξης σε επίπεδο συστήματος. Το TRNSYS είναι ένα πρόγραμμα προσομοίωσης που βασίζεται σε συστατικά, το οποίο χρησιμοποιείται ευρέως για την προσομοίωση της συμπεριφοράς μεταβατικών συστημάτων όπως τα συστήματα ανανεώσιμων πηγών ενέργειας [135]. Το λογισμικό αποτελείται από υπό-ρουτίνες που αντιπροσωπεύουν στοιχεία του συστήματος (πραγματικές φυσικές συσκευές), τύπους, οι οποίοι λειτουργούν ως λειτουργική μονάδα και μπορούν να συνδεθούν μεταξύ τους για να αντιπροσωπεύουν ένα σύστημα. Υπάρχουν δύο εκτεταμένες βιβλιοθήκες (Standard Library και Βιβλιοθήκη TESS) που είναι διαθέσιμες σε αυτό το πρόγραμμα, παρέχοντας ένα ευρύ φάσμα στοιχείων που χρησιμοποιούνται συνήθως σε εφαρμοσμένα ενεργειακά συστήματα. Το TRNSYS επιτρέπει επίσης στους χρήστες να αναπτύσσουν νέα στοιχεία μέσω γλωσσών προγραμματισμού όπως το FORTRAN και το C++ και να τα ενσωματώνουν στο περιβάλλον προσομοίωσης [135]. Αυτή η λειτουργία δίνει στο TRNSYS την δυνατότητα να ικανοποιήσει τις μεταβαλλόμενες ανάγκες επαναγοράς στον τομέα της προσομοίωσης του ενεργειακού συστήματος. Αφού συσσωρεύονται στη βιβλιοθήκη δυναμικής σύνδεσης (DLL), τα στοιχεία του χρήστη ορίζονται ανεξάρτητα από τη γλώσσα προγραμματισμού στην οποία γράφτηκαν, οδηγώντας σε προσομοίωση συστήματος με σημαντικά χαμηλότερο χρόνο σε σύγκριση με άλλα εργαλεία προσομοίωσης (π.χ. MATLAB / Simu-link). Το TRNSYS περιέχει επίσης ένα ολοκληρωμένο σύνολο δεδομένων καιρού για τη διευκόλυνση των συγκρίσεων των επιδόσεων του συστήματος σε σχετικές τοποθεσίες και κλιματολογικές συνθήκες [136]. Οι πιο πρόσφατες καιρικές συνθήκες που διανεμήθηκαν με το TRNSYS 17 ελήφθησαν από δύο πηγές δεδομένων: (i) τυπικά σύνολα δεδομένων μετεωρολογικού έτους (TMY2) για 239 τοποθεσίες στις ΗΠΑ που έχουν συλλεχθεί από την Εθνικό εργαστήριο των ΗΠΑ για Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (NREL), και (ii) δελτίο καιρού για επιλεγμένους παγκόσμιους σταθμούς (συμπεριλαμβανομένων 1000 τοποθεσιών σε περισσότερες από 150 χώρες) που παράγονται από λογισμικό Meteororm (Version 5) που δημοσιεύθηκε από την Meteotest Ltd.[134]. Τα δεδομένα TMY2 των ΗΠΑ προέρχονται από την Εθνική Βάση Δεδομένων Ηλιακής Ακτινοβολίας (NSRDB) του 1961 – 1990 [137] και βασίζονται σε ωριαίες τιμές ηλιακής ακτινοβολίας και μετεωρολογικών στοιχείων για περίοδο ενός έτους. Τα δεδομένα καιρού και ακτινοβολίας από το Meteotest βασίζονται σε μηνιαίες τιμές που παράγει το Meteororm στοχαστικά έως ωριαία τιμές στη βάση δεδομένων του 1991-2010. Η μορφή εξόδου TMY2 χρησιμοποιήθηκε στο λογισμικό Meteororm επειδή είναι συνεπής με τον τύπο των δεδομένων καιρού TRNSYS (Τύπος 15).

Όσον αφορά τη μοντελοποίηση των ψυκτών απορρόφησης, τόσο οι θερμοδυναμικές όσο και οι εμπειρικές προσεγγίσεις έχουν εδραιωθεί στη βιβλιογραφία. Οι Kaynakli και Kilic[138] ανέπτυξαν ένα θερμοδυναμικό πρότυπο ενός συστήματος ψυκτών απορρόφησης LiBr-X₂O βασισμένο στη λεπτομερή μάζα και την ενεργειακή ισορροπία, και τις εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας των συστατικών των ψυκτικών. Οι συγγραφείς ανέλυσαν τα αποτελέσματα των θερμοκρασιών λειτουργίας και της αποτελεσματικής εναλλαγής της θερμότητας στα θερμικά φορτία των εξαρτημάτων και της COP του ψυκτικού συστήματος. Ο Grossman και ο Zaltash[139] ανέπτυξαν ένα αρθρωτό θερμοδυναμικό μοντέλο ενός συστήματος ψυκτικού συστήματος απορρόφησης προκειμένου να αξιολογήσουν διάφορα συστήματα κύκλου απορρόφησης που εργάζονται με διάφορα ζεύγη εργασίας. Αν και ακριβές, αυτό το μοντέλο απαιτεί πολλές εσωτερικές παραμέτρους, όπως μεταφορά θερμότητας, περιοχές μεταφοράς θερμότητας, ρυθμό μετάδοσης διαλύματος και ιδιότητές του, οι οποίες σε περιπτώσεις δεν παρέχονται από τον κατασκευαστή του ψυκτικού συστήματος. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο τα θερμοδυναμικά μοντέλα είναι πιο κατάλληλα στο στάδιο σχεδιασμού των ψυκτικών μηχανών απορρόφησης, όπου απαιτούνται περισσότερες πληροφορίες σχετικά με τη συμπεριφορά του ψυκτικού συστήματος όσον αφορά τα χαρακτηριστικά και τις εσωτερικές συνθήκες του κύκλου [35]. Επιπλέον, ο χρόνος υπολογισμού των θερμοδυναμικών μοντέλων είναι πολύ μεγάλος, καθώς συνήθως εκτελούν πολλαπλές μη γραμμικές επαναλήψεις ταυτόχρονα. Αυτό μπορεί να αυξήσει δραματικά το χρόνο που απαιτείται για την εκτέλεση ετήσιων προσομοιώσεων που συνήθως απαιτούν χρονικά βήματα μικρότερα από μία ώρα. Τα εμπειρικά μοντέλα, από την άλλη πλευρά, είναι μια απλή και σχετικά γρήγορη μέθοδος για την επίτευξη ακριβούς εκ νέου παρουσίασης, για παράδειγμα, της συμπεριφοράς των ψυκτικών συσκευών απορρόφησης που βασίζεται μόνο σε εξωτερικές παραμέτρους (π.χ. πειραματικές μετρήσεις ή δεδομένα καταλόγου ανθρώπινου κατασκευαστή). Αν και παρέχουν λίγα από την άποψη της φυσικής κατανόησης, τα εμπειρικά μοντέλα απαιτούν λιγότερο χρόνο και χρόνο για να αναπτυχθούν και μπορούν εύκολα να ενσωματωθούν σε προγράμματα προσομοίωσης με πολύ χαμηλότερο χρόνο υπολογισμού σε σύγκριση με τα θερμοδυναμικά μοντέλα. Οι Kühn και Ziegler[140] ανέπτυξαν ένα μοντέλο που ονομάζεται εξίσωση χαρακτηριστικής μεθόδου, το οποίο προβλέπει την απόδοση του ψυκτικού συστήματος απορρόφησης με δύο απλές αλγεβρικές εξισώσεις: μία για την ικανότητα ψύξης και την άλλη για την είσοδο θερμότητας για τη λειτουργία στο ψύκτη. Οι Puig-Arnavat κ.ά. χρησιμοποίησαν την ίδια προσέγγιση για να εκτιμήσουν και να συγκρίνουν τη διάχυση ορισμένων εμπορικών ψυκτών απορρόφησης ενός και δύο ετών μέσω της ανάλυσης του καταλόγου και των πειραματικών δεδομένων των ψυκτικών. Οι συγγραφείς παρουσίασαν επίσης μια σειρά συστάσεων για την εφαρμογή της μεθόδου της χαρακτηριστικής εξίσωσης σε οποιοδήποτε ψύκτη απορρόφησης. Για να αποδεικνύουν την ικανότητα του μοντέλου της χαρακτηριστικής εξίσωσης, οι συγγραφείς υπολόγισαν την ωριαία παραγωγή ψύξης του μοντελοποιημένου ψυκτικού συστήματος μονής βαθμίδας που ενσωματώθηκε με ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες, και στη συνέχεια συμπέραναν τα αποτελέσματα με πειραματικά δεδομένα. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η χαρακτηριστική μέθοδος εξίσωσης προέβλεψε με επιτυχία το μέρος του φορτίου και τη συμπεριφορά του πλήρους φορτίου του ψυκτικού συστήματος με αποδεκτή ακρίβεια και επομένως θα μπορούσε να εφαρμοστεί σε προγράμματα προσομοίωσης, αποφεύγοντας έτσι το μεγάλο χρόνο υπολογισμού που σχετίζεται με τα θερμοδυναμικά μοντέλα. Επιπλέον, οι Labus κ.ά.[142] χρησιμοποίησαν τέσσερις εμπειρικές μεθόδους μοντελοποίησης, συμπεριλαμβανομένου του προσαρμοσμένου Gordon-Ngmethod, της πολυωνομικής παλινδρόμησης, των τεχνητών νευρωνικών δικτύων και του προσαρμοσμένου μοντέλου εξίσωσης, για να διαμορφώσουν ένα ψύκτη απορρόφησης με βάση τις καμπύλες απόδοσης που παρέχονται από τον κατασκευαστή του ψυκτικού συγκροτήματος. Οι συγγραφείς κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η χαρακτηριστική μέθοδος αξιολόγησης ήταν εξαιρετικά ακριβής και γρήγορη στην πρόβλεψη της θερμικής απόδοσης του ψυκτικού συστήματος χρησιμοποιώντας μόνο τις μεταβλητές των εξωτερικών κυκλωμάτων νερού ως παραμέτρους εισόδου μοντέλου.

Έχουν επίσης υπάρξει πολυάριθμες μελέτες στη βιβλιογραφία όσον αφορά τη μοντελοποίηση και την προσομοίωση των ηλιακών συστημάτων ψύξης απορρόφησης [28,91,143,144]. Οι Florides κ.ά.[100,145] ανέπτυξε μοντέλα προσομοίωσης ηλιακών ψυκτών απορρόφησης χρησιμοποιώντας το πρόγραμμα TRNSYS. Οι συγγραφείς πραγματοποίησαν μια παραμετρική μελέτη μεταβάλλοντας τις κύριες παραμέτρους σχεδιασμού του συστήματος για να καθορίσουν τον βέλτιστο σχεδιασμό του φυτού. Οι Ατμάκα και Υγιή [129] προσομοίωσαν ένα σύστημα ψύξης ηλιακής απορρόφησης μονής βαθμίδας για να

καλύψουν ένα σταθερό φορτίο ψύξης 10,5 kW. Οι συγγραφείς ανέπτυξαν ένα αρθρωτό πρόγραμμα υπολογιστή για να προσομοιώσουν διάφορες παραμέτρους κύκλων και ηλιακής ενέργειας για την Αττάλεια της Τουρκίας. Διαπιστώθηκε ότι μια περιοχή ηλιακού συλλέκτη 50 m² και ένας όγκος αποθήκευσης 3,75 m³ οδήγησαν σε βέλτιστη ενεργειακή απόδοση του φυτού. Πρέπει να σημειωθεί ότι οι συγγραφείς δεν διερεύνησαν την εισαγωγή της μονταρισμένης μονάδας σε ένα κτίριο. Οι Joudi και Abdul-Ghafour ανέπτυξαν ένα πρόγραμμα προσομοίωσης ενός ηλιακού συστήματος ψύξης με τη χρήση ψυκτικού συστήματος απορρόφησης LiBr-H₂O. Με βάση τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων, οι συγγραφείς δημιούργησαν μια γενική διαδικασία σχεδιασμού σε μια γραφική μορφή που ονομάζεται f-chart ψύξης. Οι Asilasnte κ.ά.[118] διαμόρφωσαν ένα ηλιακό-τροφοδοτημένο ψύκτη απορρόφησης που σχεδιάζεται για ένα τροπικό κλίμα στη Μαλαισία χρησιμοποιώντας το λογισμικό TRNSYS. Οι συγγραφείς διερεύνησαν την ενεργειακή απόδοση του φυτού μέσω της διαφοροποίησης της περιοχής συλλογής και της κλίσης, του όγκου της δεξαμενής αποθήκευσης και του ρυθμού άντλησης. Λόγω του γεγονότος ότι οι μονάδες για τον όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης και την περιοχή συλλογής δεν ομαλοποιήθηκαν, είναι δύσκολο να συγκριθεί η προσέγγισή τους σε μη βέλτιστες συνθήκες. Οι Mazloumi κ.ά.[146] διαμόρφωσαν ένα ενιαίο LiBr-H₂O ψύκτη που ενσωματώνεται με τον παραβολικό συλλέκτη (PTC) προκειμένου να παρασχεθεί η ζήτηση ψύξης ενός κατοικημένου σπιτιού με ένα μέγιστο φορτίο ψύξης 17.5 kW. Έλαβαν την ελάχιστη απαιτούμενη περιοχή συλλογής και τη βέλτιστη χωρητικότητα δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες τιμές εντός του βρόχου συλλογής. Τα αποτελέσματα αποκάλυψαν ότι ο ρυθμός μάζας του έχει αμελητέο ποσοστό στην ελάχιστη απαιτούμενη περιοχή συλλογής, ενώ έχει σημασία για τη βέλτιστη χωρητικότητα της δεξαμενής αποθήκευσης. Δεδομένου ότι η λειτουργική θερμοκρασία PTCs είναι πολύ πάνω από εκείνη των ψυκτών μονής βαθμίδας, δεν είναι σαφές εάν η επιλογή ψυκτικών συστημάτων υψηλής θερμοκρασίας που κινούνται με PTC έχει νόημα τόσο από ενεργειακή όσο και από περιβαλλοντική άποψη. Παρόμοια μελέτη πραγματοποίησε και οι Baniyounes κ.ά.[116] για ένα κτήριο κάτω από τα υποτροπικά κλίματα στην Αυστραλία, με στόχο τη βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης των συστημάτων. Δεδομένου ότι η μελέτη επικεντρώθηκε σε τεχνικές πτυχές του συστήματος, δεν είναι σαφές εάν τα συστήματα θα ήταν οικονομικά εφικτά. Οι Balghouthi κ.ά.[120] διερεύνησαν τη σκοπιμότητα των ηλιακών ψυκτικών υλικών απορρόφησης μονής βαθμίδας υπό τυνησιακά κλίματα και έλαβε τον βέλτιστο σχεδιασμό για την αξιόπιστη λειτουργία του συστήματος από ενεργειακή άποψη. Οι συγγραφείς, ωστόσο, δεν διερεύνησαν την οικονομική σκοπιμότητα της προτεινόμενης μονάδας σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα ψύξης. Οι Martinez κ.ά.[117] ανέπτυξαν ένα μοντέλο TRNSYS ενός ψυκτικού συστήματος απορρόφησης χαμηλής χωρητικότητας χρησιμοποιώντας διάφορους τύπους ηλιακών θερμικών συλλεκτών, προκειμένου να αποκτήσουν νέες γνώσεις σχετικά με την ανάπτυξη του συστήματος και βρήκαν τις βέλτιστες παραμέτρους σχεδιασμού του συστήματος (δηλαδή την περιοχή συλλογής και τον όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης) από μια ενεργειακή προοπτική. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης έδειξαν ότι οι εκκενωμένοι συλλέκτες σωλήνων θα πρέπει να προτιμώνται από τους συλλέκτες πλάκας σε ηλιακούς ψύκτες απορρόφησης λόγω της υψηλότερης θερμικής τους ικανότητας. Ο Gomri[44] ανάλυσε ένα ηλιακό ψύκτη απορρόφησης μονής βαθμίδας με έναν βοηθητικό θερμαντήρα αερίου στις διάφορες γεννήτριες και θερμοκρασίες συμπυκνωτών και έλαβε ένα ευρύ φάσμα των ενεργειακών επιπέδων απόδοσης του συστήματος. Ενώ ο συγγραφέας κατέληξε στο συμπέρασμα ότι ο ψύκτης ηλιακής ενέργειας που υποστηρίζεται από καυστήρα αερίου ήταν περιβαλλοντικά καθαρότερος από ένα συμβατικό ψύκτη απορρόφησης, δεν ερεύνησε αν αυτή η κατανάλωση ενέργειας θα κατανάλωνε πράγματι λιγότερη πρωτογενή ενέργεια ή αν θα ήταν οικονομικά εφικτό σε ένα τυποποιημένο ηλεκτρικό ψύκτη συμπίεσης ατμών υπό τις ίδιες συνθήκες. Επιπλέον, η μελέτη αυτή στερείται των οικονομικών επιδόσεων του εξεταζόμενου συστήματος. Οι Mammoli κ.ά.[147] ανέλυσαν την απόδοση ενός ηλιακού ψυκτικού συστήματος απορρόφησης κάτω από διάφορες στρατηγικές ελέγχου για τις θερινές καθημερινές, θερινές νυχτερινές, χειμερινές καθημερινές, και χειμερινές νυχτερινές διαδικασίες. Το σύστημα σχεδιάστηκε για να καλύπτει τις απαιτήσεις ψύξης και θέρμανσης του κτιρίου στο Πανεπιστήμιο του Νέου Μεξικού στις ΗΠΑ. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το ηλιακό κλάσμα του συστήματος μπορεί να ενισχυθεί κατά 60% εάν η δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού είναι καλά μονωμένη. Οι συγγραφείς πρότειναν επίσης ένα σύνολο συστάσεων σχεδιασμού για τη συστοιχία ηλιακών συλλεκτών, την αποθήκευση ζεστού νερού, την αποθήκευση κρύου νερού και τις μονάδες χειρισμού αέρα. Πρόσφατα, οι Reda κ.ά.[89] ανέπτυξαν ένα μοντέλο TRNSYS ενός ηλιακού ψύκτη απορρόφησης χρησιμοποιώντας συστήματα θέρμανσης που βασίζονται σε μονάδες θέρμανσης συμπαραγωγής (CHPs) ως βοηθητικό θερμαντήρα για ένα κτίριο στη Φινλανδία. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι αυτό το σύστημα οδήγησε σε μέγιστη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού. Οι συντάκτες,

ωστόσο, δεν ανέφεραν εάν η χρήση ενός εφεδρικού συστήματος που βασίζεται στο φυσικό αέριο ήταν σημαντική από την άποψη της πρωτογενούς ενέργειας, ούτε συζήτησαν την οικονομική βιωσιμότητα τέτοιων συστημάτων υπό ευρωπαϊκά κλίματα. Οι Sokansefat κ.ά. πραγματοποίησαν παροδική προσομοίωση ενός συστήματος ψύξης ηλιακής απορρόφησης 17,6 kW εγκατεστημένο στην Τεχεράνη του Ιράν. Εκτός από την περιοχή συλλογής και τον όγκο της δεξαμενής, η θερμοκρασία του βοηθητικού σημείου ρύθμισης του καυστήρα θεωρήθηκε επίσης ως μεταβλητή σχεδιασμού. Οι συγγραφείς προσδιόρισαν το βέλτιστο σημείο σχεδιασμού του συστήματος μέσω μιας παραμετρικής μελέτης, αλλά δεν διερεύνησαν την οικονομική απόδοση του συστήματος. Πρόσφατα, οι Hirmiz κ.ά.[149] ανέπτυξαν ένα αναλυτικό πλαίσιο για να αναλύσει τη διάχυση της χαμηλής θερμοκρασίας των συστημάτων PCM που συνδυάζονται με τους ηλιακούς ψύκτες απορρόφησης μονής βαθμίδας. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η αποθήκευση που βασίζεται σε PCM μπορεί να μειώσει τον όγκο αποθήκευσης κατά 43%.

Το μεγαλύτερο μειονέκτημα για τους ηλιακούς ψύκτες μονής βαθμίδας είναι η χαμηλή COP του ψύκτη, οδηγώντας σε μεγάλες (διαβάστε: ακριβές) περιοχές ηλιακών συλλεκτών που απαιτούνται για την παροχή της θερμικής ζήτησης του ψυκτικού συστήματος. Επιπλέον, αυτό μπορεί να είναι ένας σημαντικός παράγοντας περιορισμού σε κτίρια με περιορισμένη διαθέσιμη περιοχή στην στέγη. Ο συνδυασμός θερμικών ηλιακών συλλεκτών υψηλής θερμοκρασίας και ψυκτών απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων μπορεί να είναι πιο ενεργειακά αποδοτικός λόγω της υψηλότερης COP αυτών των ψυκτικών συστημάτων, με αποτέλεσμα λιγότερη θερμική ενέργεια ηλιακής προέλευσης και (ενδεχομένως) λιγότερη περιοχή συλλογής που πρέπει να παρέχεται εκ νέου για την παροχή δεδομένης ποσότητας ψύξης [150.151]. Ενώ πολλές μελέτες στη βιβλιογραφία έχουν αφιερωθεί στην προσομοίωση και την ανάλυση των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης μονής βαθμίδας, ελάχιστη έμφαση δόθηκε στη χρήση ψυκτών απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων ενσωματωμένων με ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες υψηλής θερμοκρασίας [152]. Οι Kaushik και Aroga διαμόρφωσαν και ανέλυσαν ένα ψύκτη LiBr-H₂O μονής και διπλής βαθμίδας με βάση τους 1ους και 2ους νόμους της θερμοδυναμικής. Οι εκτιμήσεις από την ανάλυση του 1ου νόμου έδειξαν ότι η COP του ψυκτικού συστήματος διπλής βαθμίδας ήταν 60–70% υψηλότερη από εκείνη του ψύκτη μιας βαθμίδας, ενώ η βέλτιστη θερμοκρασία εισόδου θερμότητας στο ψύκτη διπλής βαθμίδας βρέθηκε να είναι 150 °C σε αντίθεση με 91 °C για το ψύκτη. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από το 2ο νόμο, ωστόσο, πρότειναν ότι η βέλτιστη θερμοκρασία λειτουργίας των ψυκτών θα πρέπει να μειωθεί κατά 12% για να επιτευχθεί η μέγιστη ενεργειακή απόδοση. Οι Cabrera κ.ά.[154] ολοκλήρωσε με τη χρήση των παραβολικών ηλιακών θερμικών συλλεκτών στις ηλιακές εφαρμογές κλιματισμού και συνόψισε τις υπάρχουσες εμπειρίες και τα συμπεράσματα για την πιθανή εφαρμογή του παραβολικού συλλέκτη στα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης. Διαπίστωσαν ότι ο ετήσιος ρυθμός εγκατάστασης αυτού του τύπου συστημάτων εξακολουθεί να είναι χαμηλός – τέσσερις εγκαταστάσεις ετησίως – σε σύγκριση με εκείνες που τροφοδοτούνται από FPC και ETCs. Ωστόσο, σύμφωνα με την αγορά, το ποσοστό αυτό αναμένεται να αυξηθεί στο εγγύς μέλλον. Η Tierney[155] διερεύνησε τις δυνατότητες συνδυασμού των PTCs και ενός μικρού μεγέθους ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας ως εναλλακτική λύση για τυπικούς ηλιακούς ψύκτες μονής βαθμίδας προκειμένου να μειωθούν οι απαιτήσεις. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η ενσωμάτωση των PTCs και των ψυκτών απορρόφησης διπλής βαθμίδας μπορεί να επιτύχει εξοικονόμηση ενέργειας έως και 86%. Ο συγγραφέας, ωστόσο, δεν ερεύνησε με το πώς η μορφή του συλλέκτη θα επηρεαζόταν σε διάφορα κλίματα. Οι Qu και άλλοι.[156] ανέλυσαν την απόδοση ενός μικρής κλίμακας ηλιακού πρωτοτύπου ψύξης βασισμένο στις PTC και στο διπλής βαθμίδας LiBr-X₂O ψύκτη απορρόφησης στο πανεπιστήμιο Carnegie Mellon, ΗΠΑ. Η μονάδα αποτελούνταν από 52 m² παραβολικών συλλεκτών, ένα ψύκτη απορρόφησης LiBr-H₂O 16 kW και έναν εναλλάκτη θερμότητας ανάκτησης θερμότητας με αντλίες κυκλοφορίας και βαλβίδες ελέγχου. Οι συγγραφείς εκτέλεσαν ένα παραμετρικό έλεγχο προκειμένου να προσδιοριστεί ο βέλτιστος προσανατολισμός του συλλέκτη, την περιοχή του δέκτη συλλογής, τον όγκο δεξαμενών αποθήκευσης και τα μήκη και διαμέτρους των σωλήνων από θερμοδυναμική προοπτική. Διαπίστωσαν ότι ένα σωστά σχεδιασμένο σύστημα θα μπορούσε ενδεχομένως να παρέχει το 39% του κλιματισμού και το 20% της ζήτησης θέρμανσης του κτιρίου. Η οικονομική-νομική πτυχή αυτού του πρωτοτύπου δεν συζητήθηκε από τους συγγραφείς. Μια μελέτη πραγματοποιήθηκε από τους Balghouthi κ.α.[157] υπό το κλίμα της Τυνησίας. Διαπίστωσαν ότι, τα υποβοηθούμενα ψυκτικά συστήματα διπλής βαθμίδας μπορούν να συμβάλουν σημαντικά στη μείωση των εκπομπών CO₂ σε σύγκριση με ένα συμβατικό σύστημα ψύξης. Ο Calise[158] ανέπτυξε ένα δυναμικό πρότυπο μιας υψηλής θερμοκρασίας ηλιακής μονάδας ψύξης βασισμένη στη συζευξη ενός ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας

LiBr-X₂O με τους παραβολικούς συλλέκτες. Πραγματοποίησε μια λεπτομερή παραμετρική μελέτη για να αξιολογήσει την επίδραση τόσο των σημαντικών παραμέτρων σχεδιασμού όπως η περιοχή συλλογής, ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης και τα χαρακτηριστικά του σημείου ρύθμισης στην απόδοση του συστήματος. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι τα συστήματα απορρόφησης SHC υψηλής θερμοκρασίας μπορούν να θεωρηθούν ως μία από τις πλέον επαγγελματικές τεχνολογίες ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στις μεσογειακές χώρες λόγω της υψηλότερης COP των ψυκτικών υλικών. Ο συγγραφέας, ωστόσο, δεν ανέφερε τον τρόπο με τον οποίο το μέγεθος της ηλιακής ενέργειας ή το κόστος κεφαλαίου των εγκαταστάσεων αυτών σε σύγκριση με το μέγεθος των ηλιακών ψυκτών ενός εγχειρήματος. Επιπλέον, οι Tsemisana κ.ά.[159] ερεύνησε τη σκοπιμότητα ενός ψυκτικού συστήματος απορρόφησης διπλής βαθμίδας ενσωματωμένο με γραμμικούς συλλέκτες συγκέντρωσης Fresnel. Τα αποτελέσματα έδειξαν μια εκ νέου μείωση της ηλιακής ενέργειας σε σύγκριση με τους τυπικούς ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες χαμηλής περιεκτικότητας. Οι συγγραφείς, ωστόσο, δεν αναθεώρησαν την απόδοση του από οικονομική άποψη. Οι Lik.ά.[160,161] διερεύνησαν την επίδραση της θερμοκρασίας λειτουργίας του ηλιακού συλλέκτη στην απόδοση ενός ηλιακού αερόψυκτου 20 kW, LiBr-H₂O ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε υποτροπικό κλίμα στο Guangzhou της Κίνας. Οι συγγραφείς ανέπτυξαν ένα μοντέλο προσομοίωσης με σύνθετο παραβολικό συλλέκτη 27 m² και πρότειναν ένα κατάλληλο φάσμα θερμοκρασιών συλλέκτη για τη βέλτιστη λειτουργία του προτεινόμενου ηλιακού συστήματος ψύξης. Δεδομένου ότι δεν εξετάστηκε κανένα εφεδρικό σύστημα σε αυτό το σύστημα, δεν ήταν δυνατή η συνεχής λειτουργία του συστήματος εκτός των ωρών ηλιοφάνειας.

Οι ψύκτες απορρόφησης τριπλής βαθμίδας μπορούν να λειτουργούν περισσότερο αποτελεσματικά ιδιαίτερα από τους ψύκτες μονής και διπλής βαθμίδας όταν συνδυάζονται με ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες υψηλής θερμοκρασίας [47]. Μολονότι οι ψύκτες τριπλής παραγωγής που λειτουργούν από φυσικό αέριο ή εξαέρωση θερμότητας είναι ήδη εμπορικά διαθέσιμοι στην αγορά [48,49], τα δεδομένα δοκιμών και η τυποποίηση τέτοιων συστημάτων με ηλιακή ενέργεια εξακολουθούν να σπανίζουν. Οι Matsushima κ.ά.[162] ανέπτυξαν ένα δυναμικό πρόγραμμα προσομοίωσης για να προβλέψει την αντισταθμιστική συμπεριφορά των ψυκτών απορρόφησης με διαφορετικό κύκλο. Αυτό το πρόγραμμα προσομοίωσης χρησιμοποιήθηκε στη φάση ανάπτυξης ενός ψύκτη απορρόφησης τριπλής βαθμίδας. Τα αποτελέσματα που ελήφθησαν έδειξαν ότι αυτό το μηχάνημα μπορεί να λειτουργήσει ομαλά και έφτασε τιμές COP > 1,6. Ο Gomri [47] ανέλυσε την απόδοση ψύκτη αερίου τριπλής βαθμίδας LiBr-H₂O για την παραγωγή κρύου νερού με την εκτέλεση μιας παραμετρικής μελέτης. Εξισώνει την επίδραση διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας στην COP και απόδοση του συστήματος. Ο συγγραφέας διαπίστωσε ότι η μέγιστη COP των ψυκτών μονής, διπλής και τριπλής βαθμίδας μπορεί να κυμαίνεται μεταξύ 0,73–0,79, 1,22–1,42, και 1,62–1,90, ενώ η μέγιστη απόδοση αυτών των ψυκτών ήταν στην περιοχή 12,5–23,2%, 14,3–25,1%, και 17,7–25,2% αντίστοιχα. Οι Khamoosh κ.ά.[163] διενήργησαν παρόμοια μελέτη, λαμβάνοντας υπόψη έξι σχετικές μελέτες των ψυκτών απορρόφησης μετασχηματιστών θερμότητας τριπλής βαθμίδας, οι οποίοι ενσωματώθηκαν σε σύστημα για την ανάκτηση της θερμότητας από βιομηχανικές διεργασίες. Διαπίστωσαν ότι η θερμοκρασία συμπύκνωσης πρέπει πάντα να διατηρείται σε ελάχιστη τιμή προκειμένου να υπάρχουν υψηλότερα COPs. Οι Wang κ.ά.[164] πρότειναν την ολοκλήρωση ενός αναγεννητή ανάκτησης θερμότητας με συμβατικούς κύκλους ψύξης απορρόφησης LiBr-H₂O για τη βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης του συστήματος. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η COP του ολοκληρωμένου ψυκτικού συστήματος αυξήθηκε κατά 3%. Οι συγγραφείς κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η τεχνολογία αυτή θα μπορούσε εύκολα να εφαρμοστεί και να προδιαγράψουν ελπιδοφόρες οικονομικές προοπτικές για την ανάπτυξη των κύκλων απορρόφησης. Πρόσφατα, οι Lizarte και Marcos [165] ανέπτυξαν έναν κώδικα προσομοίωσης ενός ψύκτη τριπλής βαθμίδας με παράλληλη ροή LiBr-X₂O, με στόχο να καθορίσουν τη βέλτιστη COP του ψυκτικού συστήματος κάτω από το σχεδιασμό και τις σχεδιαστικές συνθήκες. Για να επιτευχθεί αυτός ο στόχος, πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις για την εξάτμιση και τη συμπύκνωση θερμοκρασιών και ένα ευρύ φάσμα συγκέντρωσης διαλύματος σε όλους τους αναγεννητές. Οι συγγραφείς παρουσίασαν χρήσιμες συμβουλές για τη βελτιστοποίηση της ρύθμισης ελέγχου των μελλοντικών παράλληλων μηχανών τριπλής βαθμίδας που οδηγούνται από μια πηγή θερμότητας μεταβλητής θερμοκρασίας όπως η ηλιακή ενέργεια.

Οι δυνατότητες των συστημάτων απορρόφησης τριπλής βαθμίδας που τροφοδοτούνται από την ηλιακή θερμική ενέργεια, όταν οι συζητούνται στη βιβλιογραφία. Οι Agrawal κ.ά.[160] πρότειναν έναν ηλιακό-

τροφοδοτημένο ψύκτη απορρόφησης τριπλής βαθμίδας που ενσωματώνεται με έναν εκτονωτή και διαδοχικούς κύκλους για την εφαρμογή ψύξης στις θερμοκρασίες που κυμαίνονται από $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ σε $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ένας ηλιοστάτης και ένας κεντρικός δέκτης χρησιμοποιήθηκαν ως σύστημα συγκέντρωσης στην ηλιακή ενέργεια. Οι συγγραφείς διερεύνησαν την επίδραση των βασικών παραμέτρων σχεδιασμού στις ενεργειακές αποδόσεις του συστήματος και κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι τα ηλιακά συστήματα ψύξης τριπλής βαθμίδας είναι κατάλληλα για την εφαρμογή αυτή από θερμοδυναμική άποψη. Ένα ενσωματωμένο φωτοβολταϊκό/ θερμικό και τριπλής βαθμίδας ψύκτη απορρόφησης μελετήθηκε από τους Ratlamwala κ.α.[166] από ενεργειακές και εξωγενείς προοπτικές παραγωγής και ψύξης υδρογόνου. Το ηλεκτρικό σύστημα που παράγεται σε φωτοβολταϊκές μονάδες τροφοδοτήθηκε σε ηλεκτρολύτη για την παραγωγή υδρογόνου το οποίο αργότερα καίγεται και παρέχει τη θερμότητα στο ψύκτη απορρόφησης. Τα αποτελέσματα της παραμετρικής μελέτης τους έδειξαν ότι η υψηλότερη COP του ψυκτικού συστήματος επιτεύχθηκε κατά τους τελευταίους μήνες, όταν τόσο η ηλιακή ακτινοβολία όσο και η είσοδος αέρα στα φωτοβολταϊκά πάνελ ήταν υψηλά σε σχέση με το απαιτούμενο φορτίο ψύξης. Οι συγγραφείς δεν εξέτασαν κανένα μοντέλο δόμησης ούτε εφάρμοσαν ανάλυση κόστους για την αξιολόγηση της οικονομικής σκοπιμότητας του συστήματος. Επίσης, δεν εξέτασαν τη δυνατότητα χρήσης των συμπυκνωμένων ηλιακών θερμικών συλλεκτών για την απευθείας οδήγηση του ψύκτη τριπλής βαθμίδας. Οι Shirazi κ.ά.[66] διερεύνησαν τη σκοπιμότητα των συστημάτων απορρόφησης SHC που βασίζονται σε τρεις τύπους ψυκτικών μηχανών απορρόφησης LiBr-H₂O (μονού, διπλού και τριπλού) με κοινούς ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες διαθέσιμους στην αγορά. Ένα μοντέλο προσομοίωσης για κάθε εργασία αναπτύχθηκε σε ένα μεταβατικό περιβάλλον προσομοίωσης συστήματος (TRNSYS 17). Οι συγγραφείς εισήγαγαν την αναλογία της ηλιακής ακτινοβολίας προς την παγκόσμια ακτινοβολία ως μοναδική παράμετρο για την ανάλυση της τεχνοοικονομικής απόδοσης των προτεινόμενων εγκαταστάσεων SHC για μια μεγάλη ποικιλία κλιματικών περιοχών παγκοσμίως. Τα αποτελέσματα της παραμετρικής μελέτης έδειξαν ότι ένας όγκος αποθήκευσης περίπου 70 Lm^{-2} ήταν μια καλή επιλογή για το ηλιακό ψύκτη, ενώ η χωρητικότητα αποθήκευσης $40\text{-}50\text{ Lm}^{-2}$ ήταν σημαντική για τις συνθήκες αποθήκευσης του ψυκτικού συστήματος. Οι συγγραφείς διαπίστωσαν επίσης ότι όταν το κλάσμα της άμεσης κανονικής ακτινοβολίας (DNI) είναι μικρότερο από 50%, οι ψύκτες πολλαπλών βαθμίδων που χρησιμοποιούν συλλέκτες συμπύκνωσης απαιτούν μεγαλύτερη περιοχή συλλογής σε σύγκριση με το ηλιακό ψύκτη μονής βαθμίδας. Ωστόσο, σε κλίματα με κλάσματα DNI άνω του 60%, η μικρότερη περιοχή συλλογής επιτυγχάνεται χρησιμοποιώντας συμπυκνωμένους ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες. Πρόσφατα, οι Pintaldi κ.ά. διερεύνησαν την απόδοση (π.χ. θερμικού πετρελαίου) και λανθάνοντος (π.χ. PCM) θερμικών συστημάτων αποθήκευσης σε ηλιακό ψυκτικό σύστημα για ένα τυπικό εμπορικό κτίριο στο Σίδνεϊ της Αυστραλίας. Χρησιμοποιήθηκε ψύκτης απορρόφησης τριπλής βαθμίδας και η απαιτούμενη ηλιακή θερμότητα παρέχεται από παραβολικούς συλλέκτες. Η συνολική ενεργειακή απόδοση των προτεινόμενων συστημάτων διερευνήθηκε στο πλαίσιο σεναρίων σταθερού και μεταβλητού φορτίου ψύξης. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η λανθάνουσα αποθήκευση οδήγησε σε υψηλότερες ποσότητες αποθήκευσης λόγω των μειωμένων επιπέδων όγκου αποθήκευσης. Ωστόσο, η θερμική απόδοση της ηλιακής ενέργειας του συστήματος με ένα αισθητό μέσο αποθήκευσης βρέθηκε να είναι υψηλότερη από αυτή με το λανθάνον μέσο αποθήκευσης. Αυτό οφειλόταν στις απώλειες που αποδίδονται στη μεταφορά θερμότητας μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας (HTF) και του PCM, καθώς και στους περιορισμούς του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας. Οι συγγραφείς διαπίστωσαν επίσης ότι οι κατάλληλες επιλογές μόνωσης μπορεί να οδηγήσουν σε σοβαρές απώλειες θερμότητας στη δεξαμενή αποθήκευσης

[167] Τελικά, η περίληψη της αναθεωρημένης βιβλιογραφίας σχετικά με την προσομοίωση του συστήματος και τη μοντελοποίηση των ψυκτών ηλιακής απορρόφησης παρουσιάζεται στον πίνακα 5.

7. Πειραματικές μελέτες

Εκτός από τη θεωρητική προσομοίωση και μοντελοποίηση των ψυκτών απορρόφησης ηλιακής ενέργειας, πραγματοποιήθηκαν ορισμένες πειραματικές μελέτες για τη δοκιμή των συστημάτων αυτών με σύνθετες συνθήκες σχεδιασμού υπό πρακτικές συνθήκες λειτουργίας [168]. Αν και υπάρχουν ορισμένα συστήματα ψύξης ηλιακής απορρόφησης με χωρητικότητες έως και αρκετές εκατοντάδες κιλοβάτ, οι περισσότερες εγκαταστάσεις βρίσκονται ακόμη σε πειραματικό επίπεδο και σε επίπεδο απορρύθμισης (δηλαδή κλιμακωμένα σε μικρή κλίμακα) [28]. Επί του παρόντος, τα ηλιακά ψυκτικά συστήματα απορρόφησης

έχουν προσελκύσει την προσοχή στην Ευρώπη – ιδιαίτερα στη Γερμανία, την Ισπανία, την Ιταλία και την Ελλάδα - αλλά η Κίνα (και η ευρύτερη Ασία) υιοθετούν επίσης αυτή την τεχνολογία και πρωτοπορούν σε αυτό το θέμα [150.169.170]. Οι περισσότερες ηλιακές εγκαταστάσεις ψύξης μέχρι σήμερα βασίζονται σε ψύκτες μονής βαθμίδας και ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες χαμηλής θερμοκρασίας, ενώ η εφαρμογή ηλιακών ψυκτικών εγκαταστάσεων υψηλής θερμοκρασίας που χρησιμοποιούν ψύκτες απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων είναι ακόμα σπάνια [8,26,91].

O Nakahara. [171] δοκίμασε ένα ψύκτη 7 kW μονής βαθμίδας LiBr-H₂O που λειτουργεί με μια σειρά από ηλιακούς συλλέκτες πλάκας 32,2 m². Μια δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού 2,5 m³ χρησιμοποιήθηκε για την αποθήκευση της ηλιακής θερμικής ενέργειας. Η εγκατάσταση σχεδιάστηκε για τη συλλογή δεδομένων που θα χρησιμοποιηθούν για τον καλύτερο σχεδιασμό ηλιακών ψυκτών απορρόφησης μεγάλης κλίμακας. Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι, ανάλογα με το απαιτούμενο φορτίο ψύξης, η COP του ψυκτικού συστήματος και η θερμοκρασία του αναγεννητή κυμαίνονταν από 0,4 έως 0,8 και 70 °C έως 100 °C, αντίστοιχα. Οι Li και Sumathy [172] διεξήγαγαν μια παρόμοια μελέτη σε ψύκτη 4,7 kW μονής βαθμίδας σε συνδυασμό με συλλέκτες πλακών 32,2 m² και διαχωριστική δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού και συνέκριναν τα αποτελέσματα επιδόσεων της μονάδας με τα παραδοσιακά συστήματα λειτουργίας ολόκληρης της δεξαμενής. Οι Ntareoua κ.ά. [173] πραγματοποίησαν πειραματική ανάλυση του ψυκτικού συστήματος LiBr-H₂O που τροφοδοτείται στην πλάκα και εκκένωσαν τους συλλέκτες σωλήνων και διαπίστωσαν ότι επιτεύχθηκε COP ~ 0,7 όταν η θερμοκρασία από το ηλιακό χώρο ήταν στους 96 °C. Ένα ηλιακό σύστημα ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας που αποτελείται από ψύκτη 75 kW και σε συλλέκτες πλακών με επιφάνεια 160 m² δοκιμάστηκε από τους Rosiek και Batlles [174] στο Ερευνητικό Κέντρο Ηλιακής Ενέργειας της Ισπανίας. Τα πειραματικά αποτελέσματα που προέκυψαν από τη λειτουργία της μονάδας κατά τη θερινή περίοδο δείχνουν ότι το πρωτότυπο ήταν ικανοποιητικά σε θέση να καλύψει τη ζήτηση ψύξης της εγκατάστασης. Οι Said κ.ά. [175] διενήργησαν μελέτη προσομοίωσης και πειραματική μελέτη σχετικά με τον μοντέρνο σχεδιασμό ενός ηλιακού συστήματος νερού-αμμωνίας, προσπαθώντας να αυξήσουν τη συνολική COP του ψυκτικού συστήματος. Η τροποποίηση περιλάμβανε την ανάκτηση της αποσβεσμένης θερμότητας από τον συμπυκνωτή και τη χρήση ψυκτικής μονάδας αποθήκευσης. Η μονάδα εγκαταστάθηκε και δοκιμάστηκε για δύο ημέρες και τα ληφθέντα πειραματικά δεδομένα χρησιμοποιήθηκαν για την ανάλυση της συνολικής απόδοσης του συστήματος. Τα αποτελέσματα έδειξαν βελτίωση της COP του ψυκτικού συστήματος κατά 10% και 8% ως αποτέλεσμα της ανάκτησης θερμότητας και της μονάδας αποθήκευσης του ψυκτικού μέσου, αντίστοιχα. Πρόσφατα, οι Marc κ.ά. [176] διεξήγαγαν μια πειραματική μελέτη ενός ψύκτη απορρόφησης 30 kW LiBr-H₂O που τροφοδοτείται από ηλιακούς συλλέκτες χαμηλής θερμοκρασίας χωρίς εφεδρικά συστήματα. Το πρωτότυπο εγκαταστάθηκε στο νησί Reunion και δοκιμάστηκε για να ελέγξει την ακρίβεια και την αξιοπιστία του μοντέλου προσομοίωσης. Οι συγγραφείς βελτίωσαν τη θερμική COP του ψυκτικού συστήματος σε επίπεδα ψυκτικών δυνατοτήτων. Συνολικά, αυτές οι υπάρχουσες πειραματικές μελέτες δείχνουν ότι οι ηλιακοί ψύκτες μονής βαθμίδας μπορούν να λειτουργήσουν χρησιμοποιώντας μια πηγή θερμότητας με θερμοκρασία λειτουργίας που κυμαίνεται από 70 έως 100 °C, ενώ τα επίπεδα COP κάτω από την ονομαστική τιμή (δηλαδή 0,7) μπορούν να επιτευχθούν υπό συνθήκες μερικού φορτίου.

Οι Xu κ.ά. [177] αξιολόγησαν την απόδοση ενός ψύκτη απορρόφησης LiBr-H₂O με ηλιακή υποβοήθηση 50 kW μεταβλητής βαθμίδας LiBr-H₂O, όπου το ψυκτικό σύστημα με νέο τρόπο θα μπορούσε να μετατοπιστεί από τον κύκλο ενός έως δύο ετών και αντιστρόφως, με στόχο την αξιόπιστη χρήση της ηλιακής ενέργειας με μεταβλητή θερμοκρασία. Οι συγγραφείς ανέλυσαν τις επιδράσεις της θερμοκρασίας κρύου και παγωμένου νερού καθώς και τη συχνότητα της βαλβίδας του απορροφητή υψηλής πίεσης (HA), της αντλίας παραγωγής και της αντλίας ζεστού νερού. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η απόδοση του ψυκτικού συστήματος είναι οι θερμοκρασίες νερού, οι χαμηλές θερμοκρασίες νερού ψύξης, ενώ η βαλβίδα HA και οι αντλίες λειτουργούσαν στις βελτιστοποιημένες αντίστοιχες συχνότητες τους. Τα αποτελέσματα έδειξαν επίσης ότι το COP του συστήματος αυξήθηκε από 0,69 σε 1,08 σε θερμοκρασία κάτω της παραγωγής από 95 °C σε 120 °C ως αποτέλεσμα της μετατόπισης του ψυκτικού συστήματος από μονής βαθμίδας κύκλο σε κύκλο διπλής. Οι Bermejo κ.ά. [178] ανέπτυξαν ένα 174 kW αέριο/ηλιακό-τροφοδοτούμενο διπλής βαθμίδας LiBr-X₂O ψύκτη απορρόφησης χρησιμοποιώντας γραμμικούς συμπυκνωμένους συλλέκτες Fresnel 352 m² στην Ισπανία. Η πειραματική έρευνα επικεντρώθηκε στο μέγεθος του ηλιακού συλλέκτη, τις απώλειες θερμότητας των σωληνώσεων και τον έλεγχο λειτουργίας. Τα

πειραματικά αποτελέσματα σε μια ηλιόλουστη αντιπροσωπευτική ημέρα έδειξαν ότι το 75% της συνολικής εισροής θερμότητας στο ψύκτη καλυπτόταν από ηλιακή ενέργεια, ενώ η ημερήσια μέση τιμή του συλλέκτη και της COP του ψυκτικού συστήματος αναφέρθηκε ότι ήταν ~0,37 και ~1,2, αντίστοιχα. Μια παρόμοια μελέτη διεξήχθη από τους Hang κ.α.[179], όπου ένα ηλιακό σύστημα ψύξης που βασίζεται σε διπλής βαθμίδας ψύκτη απορρόφησης 23 kW και εξωτερικοί σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες 54 μ² χτίστηκαν και δοκιμάστηκαν στην Καλιφόρνια, Merced, ΗΠΑ. Οι συγγραφείς ανέφεραν την απόδοση του συστήματος με βάση τα συλλεγόμενα πειραματικά δεδομένα. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το σύστημα θα μπορούσε να παρέχει επαρκή ψύξη για την εγκατάσταση δοκιμών μεταξύ 11 πμ. και 5 μμ. τόσο σε ηλιόλουστες όσο και σε συννεφιασμένες ημέρες. Η μέση ημερήσια ποσότητα των ηλιακών συλλεκτών και η COP του ψυκτικού συστήματος ήταν περίπου 36–39% και 1, αντίστοιχα, ενώ το ετήσιο ηλιακό κλάσμα του συστήματος προβλεπόταν να είναι 55–68%. Πρόσφατα, οι Buonomano κ.ά.[83] διενήργησαν αριθμητικές και πειραματικές αναλύσεις ενός ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης διπλής βαθμίδας με τη χρήση μονάδων EFPC και διερεύνησαν την τεχνική και οικονομική σκοπιμότητα της μονάδας. Το σύστημα κατασκευάστηκε και δοκιμάστηκε στην Saudi Arabia και τα πειραματικά δεδομένα συλλέχθηκαν κατά τη διάρκεια 6 μηνών λειτουργίας. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η ονομαστική ενεργειακή απόδοση του πρωτότυπου συστήματος ηλιακής ψύξης είναι υψηλότερη από εκείνη ενός συστήματος αναφοράς που βασίστηκε στη συγκέντρωση ηλιακών θερμικών συλλεκτών. Οι συγγραφείς διαπίστωσαν επίσης ότι το προτεινόμενο πρωτότυπο θα μπορούσε να επιτύχει ένα αποδεκτό κέρδος, υπό την προϋπόθεση ότι τα κίνητρα έχουν σχεδιαστεί κατάλληλα.

Πολλοί ερευνητές και βιομηχανίες από όλο τον κόσμο έχουν επίσης εργαστεί σε συστήματα ψύξης ηλιακής απορρόφησης, ειδικά εκείνοι που χρησιμοποιούν ψύκτες απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων που λειτουργούν με ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες υψηλής θερμοκρασίας. Περιγραφή των συστημάτων ψύξης ηλιακής απορρόφησης που είναι εγκατεστημένα σε όλο τον κόσμο έχει παρουσιαστεί στον πίνακα 6. Πρέπει να αναφερθεί ότι, απ' όσο γνωρίζει ο συγγραφέας, δεν έχει δημοσιευθεί βιβλιογραφία σχετικά με τον πειραματισμό των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης τριπλής βαθμίδας για εφαρμογές κλιματισμού.

8. Οικονομική και περιβαλλοντική ανάλυση

Πολλές μελέτες στη βιβλιογραφία έχουν διερευνήσει την απόδοση των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης μόνο από ενεργειακή άποψη χωρίς οικονομική αξιολόγηση για να καθοριστεί εάν είναι λογικό να κατασκευαστούν πραγματικά τέτοιες εγκαταστάσεις [16.182]. Οι συγγραφείς επανεξέτασαν προηγούμενες θεωρητικές και πειραματικές έρευνες σχετικά με τα ηλιακά συστήματα ψύξης που βασίζονται στους LiBr-H₂O ψύκτες μονής βαθμίδας και χαμηλής θερμοκρασίας ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες σε οικιστικές κλίμακες και προτείνει διάφορους τρόπους ελαχιστοποίησης του κόστους επένδυσης των συστημάτων αυτών. Οι Desideri κ.ά.[184] διεξήγαγαν παρόμοια μελέτη για τον προσδιορισμό τεχνικών λύσεων για την επίτευξη υψηλότερης ενεργειακής απόδοσης και χαμηλότερου κόστους στο σχεδιασμό συστημάτων ψύξης ηλιακής απορρόφησης χαμηλής θερμοκρασίας για βιομηχανικές εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού. Οι Al-Alili κ.ά.[104] διενήργησαν θερμική και οικονομική ανάλυση των κύκλων απορρόφησης με ηλιακή ενέργεια, προκειμένου να αξιολογήσουν τις επιδόσεις τους στο πλαίσιο του κλίματος του Abu Dhabi. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το προτεινόμενο σύστημα κατανάλωνε 47% λιγότερη ηλεκτρική ενέργεια από τους κύκλους συμπίεσης και η περιοχή συλλογής διαπιστώθηκε ότι ήταν η βασική παράμετρος που συνεπαγόταν το χρόνο αποπληρωμής του αρχικού επενδυτικού κόστους. Οι συγγραφείς δεν λαμβάνουν υπόψη το κόστος που συνδέεται με την εγκατάσταση εξοπλισμού, την ολοκλήρωση και τις σωληνώσεις (που μπορεί να είναι ακόμη υψηλότερο από το αγορασμένο κόστος του εξοπλισμού) κατά την εκτέλεση της οικονομικής λύσης του συστήματος. Οι Iker κ.ά.[10.185], σε δύο ερευνητικές μελέτες, ανέλυσαν το βαθμό απόδοσης και το κόστος ψύξης των ηλιακών φωτοβολταϊκών συστημάτων και συστημάτων ψύξης απορρόφησης για κτίρια σε διάφορα κλίματα παγκοσμίως. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η χρήση πρωτογενούς ενέργειας του συστήματος μπορεί να μειωθεί κατά 40 έως 70%, ανάλογα με το σχεδιασμό του συστήματος και τα δεδομένα φορτίου ψύξης. Διαπίστωσαν επίσης ότι, προκειμένου να επιτευχθούν οι περίοδοι αποπληρωμής περίπου 10 ετών με τις σημερινές τιμές ενέργειας, το επενδυτικό κόστος θα μειωθεί κατά 30–70%, ανάλογα με την τοποθεσία και τη διαστασιολόγηση. Μια παρόμοια μελέτη διεξήχθη από τους Mokhtar κ.ά.[181] για εμπορικά κτίρια στα ΗΑΕ. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι το κόστος των

ηλιακών συλλεκτών και οι επιδόσεις των τεχνολογιών ψύξης είναι οι δύο πλέον σημειωμένες παράμετροι για το κόστος των ηλιακών ψυκτικών εγκαταστάσεων. Μια πολύ παρόμοια μελέτη διεξήχθη από τους Bellos και Tsivanidi[186], με την οποία ανέλυσαν την ενεργητική και οικονομική απόδοση ενός ηλιακού ψυκτικού συστήματος απορρόφησης μονής βαθμίδας κάτω από διάφορα κλίματα. Οι συγγραφείς παρουσίασαν μια γενική κατευθυντήρια γραμμή για το σχεδιασμό ψυκτών ηλιακής απορρόφησης. Οι Arsalis κ.ά.[187] ανέπτυξαν ένα μαθηματικό πρότυπο για τη προσομοίωση ενός LiBr-X₂ψυκτική απορρόφησης που συνδυάζεται με μια FPC-βασισμένη σειρά για να ικανοποιήσει τη ζήτηση φορτίων ενός ενιαίου-οικογενειακού κατοικημένου σπιτιού μέσα στη Λευκωσία, Κύπρος. Μέσω μιας σειράς παραμετρικών μελετών, οι συγγραφείς καθόρισαν ένα σύνολο μεταβλητών σχεδιασμού (π.χ. χώρος συλλογής, κλίση και ογκομετρική χωρητικότητα δεξαμενής αποθήκευσης) που οδήγησαν στο ελάχιστο ετήσιο κόστος του συστήματος. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι το κόστος κεφαλαίου του φορέα πρέπει να μειωθεί στα 360 \$ ανά μονάδα επιφάνειας του συλλέκτη, προκειμένου το σύστημα να ανταγωνίζεται οικονομικά τις συμβατικές αντλίες θερμότητας συμπίεσης ατμών. Οι Iker κ.ά.[188] ερεύνησαν τη χρήση πρωτογενούς ενέργειας και τις οικονομικές επιδόσεις ενός ψυκτική απορρόφησης μονής βαθμίδας με ηλιακή υποβοήθηση σε διάφορες κλιματικές περιοχές του κόσμου. Οι συγγραφείς διαπίστωσαν ότι το μοναδιαίο κόστος ψύξης για τέτοια συστήματα σε ευρωπαϊκές τοποθεσίες με περιορισμένες ώρες λειτουργίας εξαρτάται σε μεγάλη βαθμό από το κατάλληλο μέγεθος του συστήματος. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η υπό-μεγέθους χωρητικότητα του ψυκτικού συστήματος κατά 30-40% μόνο ελαφρώς τροποποιούσε το ηλιακό κλάσμα του συστήματος σε πολλές περιοχές, αλλά ουσιαστικά αύξησε τις ώρες λειτουργίας του ψυκτικού συστήματος και βελτίωσε έτσι τα οικονομικά του συστήματος. Ο Eicker επίσης [55] διεξήγαγε μια μελέτη περίπτωσης για να συγκρίνει την τεχνοοικονομική απόδοση των ηλιακών φωτοβολταϊκών συστημάτων ψύξης με τους ηλιακούς ψυκτικές απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων για να παρέχει την ψύξη σε ένα μεγάλο κτήριο στο Κάιρο, Αίγυπτος. Στις εργασίες αυτές, τα ETCs χρησιμοποιήθηκαν για την παροχή θερμότητας στο ψυκτική ενός εγχειρήματος και χρησιμοποιήθηκαν γραμμικά συμπεκνωτικοί συλλέκτες Fresnel για την λειτουργία των ψυκτών διπλής και τριπλής βαθμίδας. Δεν εξετάστηκε το ενδεχόμενο θερμού νερού για την εξέταση του ψυκτικού συστήματος τριπλής βαθμίδας. Ο Eicker ξεχώρισε τον όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης και την ικανότητα του ψυκτικού συστήματος να ορίσει το βέλτιστο μέγεθος κάθε σχεδιασμού, αλλά δεν δόθηκαν πληροφορίες σχετικά με τον τρόπο με τον οποίο ελήφθη το βέλτιστο μέγεθος αυτών των συστημάτων. Επιπλέον, θα πρέπει να σημειωθεί ότι σε μια παραμετρική μελέτη, η επίδραση της μεταβλητότητας μιας παραμέτρου στην απόδοση του συστήματος αξιολογείται κάθε φορά, ενώ οι υπόλοιπες παράμετροι σχεδιασμού είναι φεξιρισμένες- ένα μειονέκτημα που μπορεί να οδηγήσει σε τοπικά βέλτιστους σχεδιασμούς. Θεωρήθηκε επίσης ότι το πρόσθετο φορτίο ψύξης πέραν της ικανότητας ψύξης των ψυκτών απορρόφησης παρέχεται από μηχανικό ψυκτική συμπίεσης, ενώ παράλληλα χρησιμοποιήθηκε βοηθητικός θερμαντήρας για τις διατάξεις του ψυκτικού συστήματος διπλής και τριπλής βαθμίδας. Δεδομένου του υψηλού κόστους κεφαλαίου των ψυκτών ηλιακής απορρόφησης, η επιλογή δύο εφεδρικών συστημάτων μπορεί αρνητικά να είναι η οικονομική απόδοση αυτών των συστημάτων. Ενώ μια σταθερή αντλία ταχύτητας με ελεγκτή on/off χρησιμοποιήθηκε στο ηλιακό χώρο, ο συγγραφέας δεν ανέφερε πώς οι συλλέκτες απέδωσαν κατά τη διάρκεια περιόδων χαμηλής ηλιακής ακτινοβολίας για να επιτύχουν τις επιθυμητές θερμοκρασίες, τα οποία πρέπει να φτάσουν τους > 250°C για το ψυκτική τριπλής βαθμίδας(μοντέλο Kawasaki Sigma Ace). Τα αποτελέσματα της ενεργειακής ανάλυσης έδειξαν ότι ο ψυκτικής αυτός είχε τον υψηλότερο λόγο πρωτογενούς ενέργειας, ενώ το σύστημα που βασίζεται σε φωτοβολταϊκά οδήγησε στη χαμηλότερη εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας. Διαπιστώθηκε επίσης ότι το κόστος της ετήσιας ψύξης σε όλες τις επιλογές ηλιακής ψύξης ήταν υψηλότερο από αυτό μιας μηχανικής συμπίεσης λόγω των έντονα επιδοτούμενων τιμών ενέργειας στην Αίγυπτο. Πρόσφατα, οι Bellos κ.ά.[189] αξιολόγησαν την ενεργητική, οικονομική απόδοση ενός ηλιακού ψυκτικού συστήματος απορρόφησης 100 kW στην Αθήνα, Ελλάδα. Μια παραμετρική μελέτη του συστήματος διεξήχθη από τους συγγραφείς για να επιτευχθούν τα υψηλότερα επίπεδα απόδοσης του συστήματος. Πραγματοποιήθηκε ανάλυση κόστους των βέλτιστων περιπτώσεων για τον προσδιορισμό του χρόνου αποπληρωμής του συστήματος. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι τα συστήματα αυτά θα ήταν οικονομικά ελκυστικά μόνο όταν ληφθούν υπόψη οι περιβαλλοντικοί παράγοντες. Τα αποτελέσματα έδειξαν επίσης ότι με τη μείωση του κόστους κεφαλαίου του συστήματος και την αύξηση της τιμής της ηλεκτρικής ενέργειας, η τεχνολογία αυτή μπορεί να καταστεί οικονομικά βιώσιμη στο εγγύς μέλλον, ιδίως σε χώρες με υψηλό δυναμικό ηλιακής ενέργειας.

Εκτός από τα οικονομικά των ψυκτών απορρόφησης ηλιακής ενέργειας, οι εκπομπές που παράγονται από τα συστήματα αυτά θα πρέπει επίσης να ληφθούν υπόψη, καθώς οι περιβαλλοντικές ανησυχίες όσον αφορά τα συστήματα ενέργειας επιταχύνονται [188,190–193]. Οι Bukoski κ.ά.[194] ανέπτυξε μια μέθοδο εκτίμησης κύκλων ζωής για να μελετήσει τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις ενός ηλιακού ψυκτικού συστήματος απορρόφησης έναντι ενός συμβατικού συστήματος σε ένα στάδιο στην Μπανγκόκ, Ταϊλάνδη. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι οι ψύκτες ηλιακής απορρόφησης είναι περιβαλλοντικά ωφέλιμοι λόγω της σημαντικά χαμηλότερης κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας σε σχέση με τους συμβατικούς ψύκτες. Οι Ghaiith και Abusitta[195] αξιολόγησαν τη θερμική και περιβαλλοντική απόδοση ενός ηλιακού ψύκτη απορρόφησης χρησιμοποιώντας θερμαντήρα που τροφοδοτείται με βιομάζα ως βοηθητική πηγή θερμότητας. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι ο βέλτιστος σχεδιασμός της μονάδας ηλιακής υποβοήθησης οδήγησε σε μείωση της κατανάλωσης ενέργειας κατά 20% και των εκπομπών άνθρακα σε σύγκριση με ένα συμβατικό σύστημα. Μια παρόμοια μελέτη επιβεβαιώθηκε από τον Tsotsos κ.ά.[196] που ανέλυσε τις περιβαλλοντικές απαιτήσεις που συνδέονται με ένα ηλιακό ψύκτη για να καλύψουν ένα μέρος της συνολικής ετήσιας ζήτησης φορτίου ενός νοσοκομείου στην Ελλάδα. Τα αποτελέσματά τους οδήγησαν σε εξοικονόμηση 58,7% στη χρήση πρωτογενούς ενέργειας σε σύγκριση με ένα συμβατικό σύστημα HVAC. Επιπλέον, οι Hange κ.ά.[95] πραγματοποίησαν μια παραμετρική μελέτη για να αξιολογήσουν τις ενεργειακές, οικονομικές, και περιβαλλοντικές προοπτικές ενός LiBr-X₂O ψύκτη απορρόφησης που εξοπλίζεται με έναν βοηθητικό θερμαντήρα αερίου για να παρέχει ψύξη σε ένα μεσαίο μεγέθους κτηρίου στο Λος Άντζελες, Καλιφόρνια. Οι συγγραφείς έλαβαν τον βέλτιστο σχεδιασμό της μονάδας χρησιμοποιώντας το κόστος της μείωσης των εκπομπών CO₂ ως οικονομικό δείκτη. Πρόσφατα, πραγματοποιήθηκαν από τους Shirazi κ.ά., οι εκκενωμένες από τη σύζευξη συλλέκτες σωλήνων με ένα ενιαίο LiBr-H₂O ψύκτη απορρόφησης[88]. Στην ανάλυση, χρησιμοποιήθηκε ως εφεδρικό σύστημα ένας θερμαντήρας αερίου, ενώ ως βοηθητικό ψυκτικό σύστημα συμπίεσης χρησιμοποιήθηκε στη δεύτερη ανάλυση. Η τρίτη και η τέταρτη ήταν παρόμοιες με τη δεύτερη, αλλά το μέγεθος του ψυκτικού συστήματος απορρόφησης μειώθηκε σε 50% και 20%, αντίστοιχα. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η υψηλότερη εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας επιτεύχθηκε με τη δεύτερη χρησιμοποιώντας ως ένα μηχανικό ψυκτικό σύστημα ένα εφεδρικό σύστημα. Οι συγγραφείς διαπίστωσαν ότι οι οικονομικές επιδόσεις όλων των σχεδιασμών εξακολουθούσαν να μην είναι ικανοποιητικές (χωρίς επιδοτήσεις) λόγω του υψηλού κόστους κεφαλαίου τους. Ωστόσο, εάν υπήρχε μια κρατική επιδότηση 50%, οι υποβαθμισμένοι σχεδιασμοί μπορούν να είναι οικονομικά εφικτοί.

9. Βελτιστοποίηση συστήματος

Οι μελέτες που αναφέρθηκαν παραπάνω έχουν πραγματοποιήσει κυρίως μια παραμετρική μελέτη σε διάφορες μελέτες των ηλιακών ψυκτικών συστημάτων απορρόφησης, όπου μόνο μία παράμετρος σχεδιασμού ποικίλλει κάθε φορά, ενώ οι υπόλοιπες παράμετροι ήταν ίδιες. Το κύριο μειονέκτημα αυτής της προσέγγισης είναι ότι οι παράμετροι σχεδιασμού μπορούν να παγιωθούν σε τοπικές βέλτιστες περιοχές, με τη μόδα να αλλάζει εάν αλλάξει κάποια από τις φιξαρισμένες μεταβλητές [197]. Έτσι, αυτό απαιτεί την εφαρμογή μιας καλύτερης βελτιστοποίησης για την επίτευξη καλύτερου βέλτιστου σχεδιασμού των συστημάτων ψύξης ηλιακής απορρόφησης. Έχουν γίνει μελέτες για την ανάπτυξη εργαλείων για τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας των κύκλων ψύξης της ηλιακής απορρόφησης και, ως εκ τούτου, και έτσι γίνεται να ξεπεραστούν τα μειονεκτήματα που σχετίζονται με παραμετρικές μελέτες σε αυτό το χώρο. Οι Kaliz κ.ά.[198–200] εκτέλεσαν μια διαδικασία βελτιστοποίησης στους ηλιακούς ψύκτες απορρόφησης για να καθορίσει τη βέλτιστη οικονομική απόδοσή τους. Το συνολικό κόστος του συστήματος ή η απλή περίοδος αποπληρωμής επελέγη ως αντικειμενική λειτουργία. Οι συγγραφείς χρησιμοποίησαν το πρόγραμμα βελτιστοποίησης TRNOPT, ένα στοιχείο του TRNSYS, το οποίο συνέδεσε την προσομοίωση TRNSYS με έναν αλγόριθμο βελτιστοποίησης που ονομάζεται Gen Opt ικανός να εκτελεί προβλήματα βελτιστοποίησης ενός στόχου. Σε αυτές τις μελέτες, οι συγγραφείς χρησιμοποίησαν ένα απλό οικονομικό μοντέλο, όπου το κόστος εγκατάστασης εξοπλισμού, ολοκλήρωσης και σωληνώσεων και το ποσοστό κλιμάκωσης των δαπανών και της τιμής των καυσίμων δεν ελήφθησαν υπόψη. Οι Cremaste κ.ά.[94.121] διαμόρφωσαν και βελτίωσαν το σχέδιο ενός ηλιακού LiBr-X₂O ψύκτη απορρόφησης στα μικρά και μεσαία μεγέθους κτήρια. Οι συγγραφείς εφάρμοσαν μια γραμμική ανάλυση παλινδρόμησης σε μια σειρά σημείων δεδομένων που ελήφθησαν από την παραμετρική μελέτη του συστήματος, αποδίδοντας τρεις

εξισώσεις που αντιπροσωπεύουν το κόστος της παρούσας αξίας, την ενέργεια του κύκλου ζωής και τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα του κύκλου ζωής του συστήματος ως λειτουργίες των βασικών παραμέτρων του συστήματος. Δεδομένου ότι οι στόχοι που διατυπώθηκαν μέσω μιας τυπικής παραμετρικής μελέτης, αυτό το μοντέλο βελτιστοποίησης θα μπορούσε επίσης να παγιδευτεί σε τοπικές βέλτιστες ζώνες. Οι Alili κ.ά.[201] διενήργησαν παρόμοια μελέτη για τον προσδιορισμό του βέλτιστου σχεδιασμού ενός τροφοδοτημένου ψυκτικού συστήματος απορρόφησης 10 kW H₂O-NH₃ σχεδιασμένο υπό το κλίμα του Αμπού Ντάμπι. Δύο προβλήματα βελτιστοποίησης διατυπώθηκαν και λειτουργούν παράλληλα για να ελαχιστοποιηθεί η ενεργειακή χρήση του ηλεκτρικά καθοδηγούμενου βοηθητικού θερμαντήρα και το συνολικό κόστος του συστήματος διαδοχικά. Τα αποτελέσματα έδειξαν πιθανές βελτιώσεις του συστήματος σε σύγκριση με εκείνη ενός συμβατικού βασικού συστήματος. Πρόσφατα, οι Tzing κ.ά.[202] πραγματοποίησαν μια οικονομική βελτιστοποίηση ενός ηλιακού ψύκτη απορρόφησης στα χαμηλά κτήρια για να επιτύχει ένα κόστος και ένα ενεργειακό σχεδιασμό της ψύξης στα υποσυστήματα απορρόφησης. Οι συγγραφείς ανέφεραν ότι η περιοχή του συλλέκτη πρέπει να καθορίζεται από το μέγεθος της βέλτιστης ψύξης του ψυκτικού συστήματος, και όχι αντίστροφα. Οι συγγραφείς διαπίστωσαν επίσης ότι η ικανότητα ψύξης του υποσυστήματος απορρόφησης εξαρτάται σε μεγάλη βαθμό από τις απαιτήσεις της ηλιακής ακτινοβολίας και ψύξης. Διαπιστώθηκε επίσης ότι το μέγεθος του ψυκτικού συστήματος θα πρέπει να σχεδιάζεται σύμφωνα με το ελάχιστο κόστος του προϊόντος ή τη χαμηλότερη σχετική σχέση κόστους, με το τελευταίο να είναι ευαίσθητο στην τοπική μέση ηλιακή ακτινοβολία.

Μέθοδοι βελτιστοποίησης πολλαπλών στόχων για την ταυτόχρονη αντιμετώπιση των στόχων ρύθμισης (π.χ. κόστος) σε ένα πρόβλημα βελτιστοποίησης. Αρκετές μελέτες έχουν χρησιμοποιήσει μια πολύ-αντικειμενική προσέγγιση βελτιστοποίησης στο σχεδιασμό διαφόρων ενεργειακών συστημάτων [203–208], αλλά λίγες μελέτες έχουν εφαρμόσει αυτή την προσέγγιση σε ηλιακούς ψύκτες απορρόφησης. Πράγματι, δεδομένου ότι ο βέλτιστος σχεδιασμός μιας αυτόνομης μηχανής απορρόφησης δεν οδηγεί απαραίτητα σε απόδοση ολόκληρου του ηλιακού ψυκτικού συστήματος απορρόφησης, είναι επομένως απαραίτητο να ακολουθείται μια ολιστική προσέγγιση βελτιστοποίησης. Οι Iranmanesh και Mehrabian[209] διεξήγαγαν μια πολύ-αντικειμενική μελέτη βελτιστοποίησης σε ένα ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε συνδυασμό με εκκενωμένους συλλέκτες σωλήνων. Η κατανάλωση ενέργειας και το καθαρό κόστος που προκύπτει από την ηλιακή ενέργεια θεωρήθηκαν ως στόχοι βελτιστοποίησης του συστήματος, ενώ η περιβαλλοντική πτυχή του συστήματος δεν ελήφθη υπόψη. Βγήκε το συμπέρασμα ότι οι βέλτιστες τιμές μάζας είχαν σημαντικό ρόλο στη μείωση της βοηθητικής ενέργειας. Δεδομένου ότι τα ETCs δεν προτείνονται συνήθως για εφαρμογές υψηλής θερμοκρασίας, λόγω υψηλών απωλειών θερμότητας, θα είχαν αρνητικό αντίκτυπο στο μέγεθος της ηλιακής ενέργειας και – κατά συνέπεια – στα οικονομικά του προτεινόμενου συστήματος. Οι Gebrellassie κ.ά.[210] ανέπτυξαν ένα μαθηματικό πρότυπο του ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης και διεξήγαγαν μια διαδικασία βελτιστοποίησης για να ελαχιστοποιήσει το συνολικό κόστος των συστημάτων και τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις κατά τη διάρκεια του κύκλου ζωής της μονάδας. Οι συγγραφείς επικεντρώθηκαν μόνο σε βιομηχανικές εφαρμογές αναλαμβάνοντας συνεχή ζήτηση ψύξης, οπότε το μοντέλο βασίστηκε μόνο σε μηνιαία προσομοίωση. Σε μια άλλη μελέτη, οι Gebrellassie κ.ά.[211] ανέπτυξαν ένα μοντέλο βελτιστοποίησης σε συνδυασμό με τις αρχές αξιολόγησης του κύκλου ζωής για τη βελτιστοποίηση της απόδοσης ενός συστήματος ψύξης απορρόφησης H₂O-NH₃ από οικονομικές και περιβαλλοντικές πτυχές στη Βαρκελώνη. Κανένα μοντέλο κτιρίου δεν ήταν στη μελέτη τους, υποθέτοντας ότι ο τελικός χρήστης απαιτούσε ένα φορτίο ψύξης καθ' όλη τη διάρκεια του έτους. Το συνολικό κόστος του συστήματος και η ποσότητα των εκπομπών CO₂ που απελευθερώθηκαν στην ατμόσφαιρα αντιμετωπίστηκαν ως δύο αντικειμενικές λειτουργίες και ελαχιστοποιήθηκαν. Το αποτέλεσμα πρότεινε ότι λαμβάνοντας υπόψη τις κρατικές επιδοτήσεις στις ηλιακές τεχνολογίες, το διαμορφωμένο σύστημα θα μπορούσε να είναι οικονομικά ελκυστικό στο πλαίσιο της ενεργειακής ταρίφας στην Ισπανία. Οι συγγραφείς, ωστόσο, δεν διερεύνησαν τον τρόπο με τον οποίο ο σχεδιασμός του συστήματος θα ήταν συγκρίσιμος έναντι του ηλιακού ψυκτικού συστήματος απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων. Πρόσφατα, οι Xu κ.ά.[212] εκτέλεσαν μια πολύ-αντικειμενική βελτιστοποίηση ενός ηλιακού ψύκτη απορρόφησης σε ένα μεσαίου μεγέθους κτίριο στην Ατλάντα, ΗΠΑ. Οι συγγραφείς εφαρμόσαν ένα στοχαστικό μοντέλο για να ενσωματώσουν τις αβεβαιότητες στο βέλτιστο σχεδιασμό του συστήματος. Πρότειναν ότι η βελτιστοποίηση είναι σημαντική εάν ο σχεδιαστής επιθυμεί να βελτιώσει τη μέση απόδοση του συστήματος περισσότερο από ό, τι για να ελέγξει τις αβεβαιότητες. Η στοχαστική βελτιστοποίηση συνίσταται όταν ο σχεδιαστής είναι εξαιρετικά απεχθής ως προς τον κίνδυνο. Τα βέλτιστα

αποτελέσματα έδειξαν ότι η ηλιακή μονάδα θα μπορούσε να κοστίζει μεταξύ 60% και 120% ενός συμβατικού συστήματος, οδηγώντας σε εκ νέου μείωση κατά 45% έως 75% στη χρήση ενέργειας. Πρόσφατα, μια συστηματική προσομοίωση, πολύ-αντικειμενική βελτιστοποίηση των εμπορικά διαθέσιμων $\text{libr-X}_2\text{O}$ μονών, δίπλων-και τριπλών ψύκτων απορρόφησης που τροφοδοτούνται από τα ETCs, EFPCs, και PTCs πραγματοποιήθηκε από τους Shirazi κ.ά.[213]. Ένα μοντέλο προσομοίωσης αυτών των τριών αναπτύχθηκε στο περιβάλλον TRNSYS 17. Πραγματοποιήθηκε συνδυασμένη ενεργειακή, οικονομική και περιβαλλοντική ανάλυση των μοντελοποιημένων συστημάτων για τον υπολογισμό της χρήσης πρωτογενούς ενέργειας καθώς και του συνολικού ετήσιου κόστους κάθε μονάδας, οι οποίες θεωρήθηκαν ως δύο αντικειμενικές λειτουργίες. Η απόδοση των προτεινόμενων συστημάτων με τον βέλτιστο ρυθμό συγκρινόταν με τη διάρκεια ενός συμβατικού συστήματος. Οι συγγραφείς πραγματοποίησαν επίσης ανάλυση ευαισθησίας για να αξιολογήσουν την επίδραση του κόστους των καυσίμων, το κόστος κεφαλαίου των εισερχόμενων συνιστωσών και το ετήσιο επιτόκιο των βέλτιστων λύσεων. Συνολικά, τα αποτελέσματα της επιλογής αποκάλυψαν ότι από τις προτεινόμενους σχεδιασμούς, ότι το ψυκτικό σύστημα SHC έχει τη περισσότερη ζήτηση, και καλύτερη οικονομική και περιβαλλοντική απόδοση του συστήματος, με συνολικό κόστος ~0,7–0,9 M\$ ετησίως και μείωση της χρήσης πρωτογενούς ενέργειας και εκπομπών CO_2 κατά 44,5–53,8% και 49,1–58,2% αντίστοιχα (σε σχέση με το συμβατικό σύστημα αναφοράς). Οι συγγραφείς διαπίστωσαν ότι το υψηλό κόστος κεφαλαίου που συνδέεται με αυτά τα συστήματα, οι κρατικές επιδοτήσεις και τα κίνητρα είναι απαραίτητα προκειμένου η τεχνολογία αυτή να επιτύχει ικανοποιητικούς χρόνους αποπληρωμής και να καταστεί ανταγωνιστική ως προς το κόστος με τα συμβατικά συστήματα HVAC.

Τέλος, στον πίνακα 7 παρατίθεται η περίληψη της αναθεωρημένης βιβλιογραφίας σχετικά με την επιλογή των ψυκτών ηλιακής απορρόφησης σε επίπεδο συστήματος.

10. Προκλήσεις και στρατηγικές ανάπτυξης

Με μόνο 2000 εγκαταστάσεις παγκοσμίως από το 2017, εξακολουθούν να απαιτούνται αρκετοί τομείς τεχνοοικονομικής βελτίωσης πριν τα ηλιακά συστήματα απορρόφησης μπορέσουν πραγματικά να ανταγωνισθούν με το συμβατικό HVAC σε παγκόσμια κλίμακα [214]. Με βάση την παραπάνω βιβλιογραφία, οι συγγραφείς θα ήθελαν να επισημάνουν τους ακόλουθους βασικούς τομείς για τη μελλοντική έρευνα και ανάπτυξη, σημειώνοντας ότι μεγάλο μέρος της ανάπτυξης είναι πιθανό να υποχωρήσει προς τα συστατικά του συστήματος και το σχεδιασμό / λειτουργία του συστήματος, παρά τα ίδια τα ψυκτικά συστήματα:

Τα ψυκτικά συστήματα είναι ευαίσθητα λόγω της πολύ χαμηλής εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας. Το εφεδρικό σύστημα αερίου πρέπει να λαμβάνεται υπόψη μόνο για ψύκτες διπλής ή τριπλής βαθμίδας, προκειμένου να αποφεύγεται το αρνητικό ισοζύγιο πρωτογενούς ενέργειας. Η ψύξη, αντίθετα, συνιστάται για ηλιακούς ψύκτες μονής βαθμίδας για την επίτευξη αποδεκτής εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας.

Αποθήκευση ενέργειας: Η δεξαμενή αποθήκευσης αντιπροσωπεύει μια σημαντική πιθανή πηγή ηλιακών (και βοηθητικών) απωλειών θερμότητας εισόδου. Αυτό ισχύει ιδιαίτερα για συστήματα διπλής και τριπλής βαθμίδας, όπου δεν εφαρμόζεται τυποποιημένη αποθήκευση ζεστού νερού χωρίς πίεση (δεδομένου ότι η απαιτούμενη θερμοκρασία υπερβαίνει τους 100 °C). Ως εκ τούτου, ο σχεδιασμός της δεξαμενής, ο οποίος περιλαμβάνει κατάλληλη μόνωση, και λεπτομερές σύστημα σχεδιασμού και ανάλυση που ευθύνονται για απώλειες δεξαμενών προτείνεται έντονα για μελλοντικές εργασίες. Αφημένες ανεξέλεγκτες, οι παρασιτικές απώλειες μπορούν εντελώς να θέσουν οποιοδήποτε πλεονέκτημα που αποκτάται από το ηλιακό πεδίο.

Άλλες παρασιτικές απώλειες: Κάθε δεδομένη διατομή της βιβλιογραφίας σχετικά με την ψύξη απορρόφησης έχει ένα μεγάλο μέρος των μελετών που παραμελούν τις παρασιτικές απώλειες από την άντληση ενέργειας και την απώλεια θερμότητας των σωλήνων. Ωστόσο, θα πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή ώστε οι σωληνώσεις να έχουν υψηλή περιεκτικότητα, καθώς μια μεγάλη πτώση της θερμοκρασίας κατά μήκος του αγωγού μπορεί να οδηγήσει σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία για τη λειτουργία του ψυκτικού συστήματος απορρόφησης. Και παρόλο, για τα συστήματα σωληνώσεων που λειτουργούν στους > 100 °C, η

αδιάβροχη μόνωση είναι αναγκαίο δεδομένου ότι οποιοδήποτε νερό θα βράσει εκτός λειτουργίας, με κόστος ~2200 kJ/kg!

Τοποθεσία: Αν και προφανής, η επιλογή της θέσης είναι πολύ σημαντική για τα ηλιακά συστήματα απορρόφησης. Σε περιοχές με πολύ χαμηλή ηλιακή ακτινοβολία, όπου κυριαρχεί η ζήτηση θέρμανσης, οι ψύκτες πολλαπλών βαθμίδων δεν αποτελούν εναλλακτική λύση λόγω της υψηλής θερμοκρασίας ηλιακής θερμότητας το καλοκαίρι.

Αποβολή θερμότητας: Σε ζεστές και υγρές περιοχές ο πύργος ψύξης πρέπει να αντιμετωπίσει τις υψηλές θερμοκρασίες του περιβάλλοντος. Έτσι, ενδέχεται να απαιτούνται και άλλες προσαρμογές σχεδιασμού ή να χρησιμοποιείται ένα εντελώς σημαντικό σύστημα αποβολής της θερμότητας σε ακραία κλίματα.

Προηγμένος σχεδιασμός συστήματος: Ο σχεδιασμός των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης διπλής και τριπλής βαθμίδας είναι πιο περίπλοκος από ένα τυπικό ηλιακό σύστημα. Αυτό προκύπτει κυρίως από τις συνθήκες λειτουργίας υψηλής θερμοκρασίας και το ζεστό νερό υπό πίεση στο βρόχο του ζεστού νερού του ψυκτικού συστήματος. Οι ηλιακοί ψύκτες απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων απαιτούν επίσης τακτική συντήρηση. Τα συστήματα αυτά πρέπει επίσης να διαθέτουν προσεκτικά μέσα αποθήκευσης τα οποία: i) είναι απλά και οικονομικά αποδοτικά και ii) έχουν ελαχιστοποιήσει τις απώλειες θερμότητας (όπως παραπάνω).

Κόστος: Το κόστος κεφαλαίου της ηλιακής ενέργειας και του ψυκτικού συστήματος απορρόφησης είναι και τα δύο κρίσιμα για την οικονομική απόδοση του συστήματος. Η δημόσια χρηματοδότηση και οι επιδοτήσεις διαπιστώθηκε ότι αποτελούν κρίσιμη προϋπόθεση προκειμένου τα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης ηλιακής ενέργειας να επιτύχουν ικανοποιητικές οικονομικές επιδόσεις. Η μαζική παραγωγή και οι σχετικές καμπύλες μάθησης για αυτά τα συστήματα μπορεί να βοηθήσουν μέσω αυτού του εμποδίου του κόστους, αλλά αυτή τη στιγμή τα συστήματα απορρόφησης έχουν μεγάλους χρόνους αποπληρωμής. Για να ξεπεραστεί αυτή η πρόκληση, εάν υπάρχει μόνο ένα μικρό επίπεδο κρατικής επιδότησης, η ηλιακή περιοχή θα πρέπει να μειωθεί για να επιτευχθούν χαμηλότερα ηλιακά κλάσματα, βελτιώνοντας έτσι την οικονομική βιωσιμότητα αυτής της τεχνολογίας.

Η πρόκληση για τη βιομηχανία ηλιακής ενέργειας είναι η μείωση του κόστους που συνδέεται με την ηλιακή ενέργεια (συμπεριλαμβανομένων των κατάλληλα μονωμένων σωληνώσεων/υδραυλικών εγκαταστάσεων), γεγονός που θα μπορούσε να βελτιώσει σημαντικά την οικονομική βιωσιμότητα των συστημάτων ψύξης ηλιακής απορρόφησης.

11. Συμπεράσματα

Αυτή η εργασία παρουσίασε μια λεπτομερή ανασκόπηση της βιβλιογραφίας των πρόσφατων εξελίξεων σε ηλιακά ψυκτικά συστήματα απορρόφησης για εφαρμογές κλιματισμού. Καλύφθηκε ένα ευρύ φάσμα θεμάτων, συμπεριλαμβανομένης της θεωρίας από πίσω, της διάταξης του συστήματος, των σχεδίων ελέγχου, της μοντελοποίησης και προσομοίωσης του συστήματος, των πειραματικών μελετών, των ενεργειακών-οικονομικών-περιβαλλοντικών (3E) αξιολογήσεων και της βελτιστοποίησης του συστήματος. Η ανασκόπηση έδειξε ότι η πλειονότητα των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης που είναι εγκατεστημένοι σε όλο τον κόσμο με βάση τους ψύκτες μονής βαθμίδας και ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες χαμηλής θερμοκρασίας, ενώ έχει δοθεί λιγότερη έμφαση στο συνδυασμό ηλιακών θερμικών συλλεκτών υψηλής θερμοκρασίας και ψυκτών απορρόφησης πολλαπλών βαθμίδων, ιδίως ψυκτών τριπλής βαθμίδας. Συνοψίζοντας τα ηλιακά ψυκτικά συστήματα απορρόφησης μπορεί να υπόσχονται να μετριάσουν τα περιβαλλοντικά προβλήματα, η οικονομική τους απόδοση πρέπει να βελτιωθεί σημαντικά για να διεισδύσει επιτυχώς στην αγορά. Επίσης το μεγάλο μέρος της βιβλιογραφίας μέχρι σήμερα έχει επικεντρωθεί στην απόδοση του ψυκτικού συστήματος και του συλλέκτη, αλλά το επόμενο στάδιο ανάπτυξης πιθανότατα θα

απαιτήσει μεγαλύτερη έμφαση σε άλλα εξαρτήματα του συστήματος και στο σχεδιασμό, στη συντήρηση και στη λειτουργία του συστήματος. Έτσι, η πρόκληση για τη βιομηχανία της ηλιακής ενέργειας είναι η μείωση του κόστους καθ' όλη τη διάρκεια ζωής των συστημάτων ψύξης απορρόφησης ηλιακής ενέργειας, προκειμένου να βελτιωθεί η οικονομική βιωσιμότητα αυτής της τεχνολογίας, με στόχο να είναι τελικά ανταγωνιστική χωρίς επιδοτήσεις.

Πίνακας 1: Τεχνική σύγκριση ψυκτικού συστήματος απορρόφησης[48-52].

Working fluid	LiBr-H ₂ O			H ₂ O-NH ₃
	Single	Double	Triple	Single
Number of effect	~5	~20	~35	~10
Nominal cooling capacity (kW)	10,000	10,000	10,000	1500
COP _{th} (-)	0.7-0.8	1.2-1.4	1.6-1.8	0.5-0.7
Heat source temperature (°C)	80-100	160-180	210-240	100-120

Πίνακας 2: Χαρακτηριστικά τυπικών ηλιακών θερμικών συλλεκτών που διατίθενται στο εμπόριο [61,62].

Tracking system	Collector type	Absorber type	Concentration ratio	Operating temperature range (°C)
-	Flat plate collector	Flat	1	30-120
	Evacuated tube collector	Flat Tubular	1	50-150
	Compound parabolic collector		1-5	60-240
Single-axis	Linear Fresnel reflector	Tubular TubularTubular	10-40	60-250
	Parabolic trough collector		15-50	60-300
	Cylindrical trough collector		10-50	60-300
Two-axis	Parabolic dish reflector	Point Point	100-1000	100-500
	Heliostat field collector		100-1500	150-2000

Πίνακας 3: Ψύκτης απορρόφησης σε συνδυασμό με ηλιακό θερμικό συλλέκτη

Τύπος ψυκτικού συγκροτήματος	Ονομαστική θερμοκρασία λειτουργίας(°C)	Τύπος συλλέκτη
Μονής βαθμίδας	~80–100	Συλλέκτης επίπεδων πλακών
		Εκκενωμένος συλλέκτης σωλήνων
Διπλής βαθμίδας	~180–200	Γραμμικός ανακλαστήρας φρέσνελ
		Εκκενωμένος συλλέκτης σωλήνων
		Παραβολικός συλλέκτης
Τριπλής βαθμίδας	~210–240	Παραβολικός συλλέκτης

Πίνακας 4: Σύγκριση θερμικών μέσων αποθήκευσης για εφαρμογές θερμικής ψύξης υψηλής θερμοκρασίας

Μέσο αποθήκευσης	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Ζεστόνερό υπό πίεση	<ul style="list-style-type: none"> • Δυνατότητα για ένα ρευστό/ κανένα δευτερεύον εναλλάκτη θερμότητας <p>Σύστημα:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Καμία μείωση θερμοκρασίας Εναλλάκτες Λιγότερα ρεύματα ρευστών για άντληση/ λιγότερη παρασιτική άντληση Δύναμη 	<ul style="list-style-type: none"> • Πρέπει να συμμορφώνεστε με τους κωδικούς δοχείου πίεσης/ ατμού • Απαιτείται πιθανή ανάγκη για προστασία από παγετό
Θερμικό λάδι	<ul style="list-style-type: none"> • Χαμηλό κόστος, φιλικό προς το περιβάλλον • Υψηλή χημική σταθερότητα 	<ul style="list-style-type: none"> • Κόστος του ρευστού • Μεγάλη διαφορά στο ιξώδες πάνω από το εύρος θερμοκρασίας λειτουργίας • Δεν συνιστάται για άμεση χρήση στον ψύκτη απορρόφησης
	<ul style="list-style-type: none"> • Ατμοσφαιρική πίεση – Χαμηλό κόστος Εγγενής προστασία από παγετό 	

[ΠΙΝΑΚΑΣ]5: Περίληψη της αναθεωρημένης βιβλιογραφίας σχετικά με την προσομοίωση του συστήματος και τη μοντελοποίηση των ψυκτών ηλιακής απορρόφησης

Δημοσίευση	Εφαρμογή	Προσομοίωση κτιρίου	1-effect με βάση	2-effect με βάση	3-effect με βάση
Λι και Σουμάθι[96]	Κλιματισμό		✓		
Ατμάκα και Γυγκίτ[129]	Κλιματισμό		✓		
Κιμ και Παρκ[130]	Ψύξης		✓		
Φλωρίδης κ.ά. [100.145]	Κλιματισμό	✓	✓		
Τζουντί και Αμπντούλ-Γκαφούρ [98]	Κλιματισμό	✓	✓		
Assilzadeh et al. [118]	Κλιματισμό	✓	✓		
Μαζλούμ κ.ά. [146]	Κλιματισμό	✓	✓		
Baniyounesk.ά. [116]	Κλιματισμό	✓	✓		
Reda et al. [89]	Κλιματισμό	✓	✓		
Μπαλγκούθικ.ά. [157]	Κλιματισμό	✓	✓		
Μαρτίνεζ κ.ά. [117]	Κλιματισμό	✓	✓		
Γόμρι[44]	Κλιματισμό	✓	✓		
Mammolik.ά. [147]	Κλιματισμό	✓	✓		
Καουσίκ και Αρόρα [153]	Κλιματισμό		✓	✓	
Τέρνυ[155]	Κλιματισμό			✓	
Qu et al. [156]	Κλιματισμό	✓		✓	
Μπαλγκούθικ.ά. [157]	Κλιματισμό	✓		✓	
Καλίζ[158]	Κλιματισμό	✓		✓	
Τσέμισανα κ.ά. [159]	Κλιματισμό	✓		✓	
Li et al. [160.161]	Κλιματισμό			✓	
Agrawal κ.λπ. [160]	Ψύξης				✓
Ρατλαμβάλα κ.ά. [166]	Ψύξη				✓
Σιράζικ.ά. [66]	Κλιματισμό	✓	✓	✓	✓
Πινταλντί κ.ά. [167]	Ψύξη	✓			✓

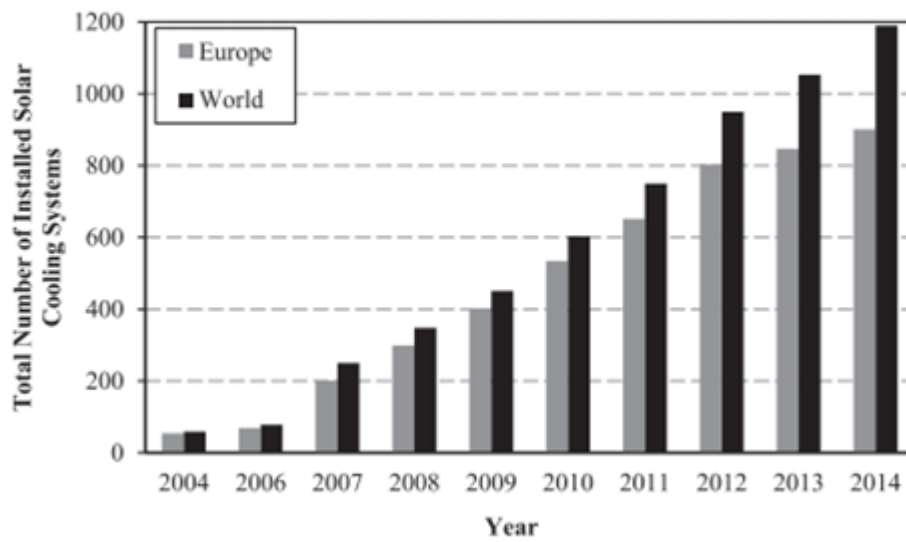
ΠΙΝΑΚΑΣ 6: Κατάλογος συστημάτων ψύξης απορρόφησης με ηλιακή υποβοήθηση που είναι εγκατεστημένα σε όλο τον κόσμο

Τοποθεσία	Ψυκτική ικανότητα	Μέγεθος ηλιακής field	Τύπος ψυκτικού συγκροτήματος	Τύπος συλλέκτη	Εφαρμογή	Έτος
Ίψουιτς	300 kW	574 m ²	διπλό	Ptc	Νοσοκομείο	2007

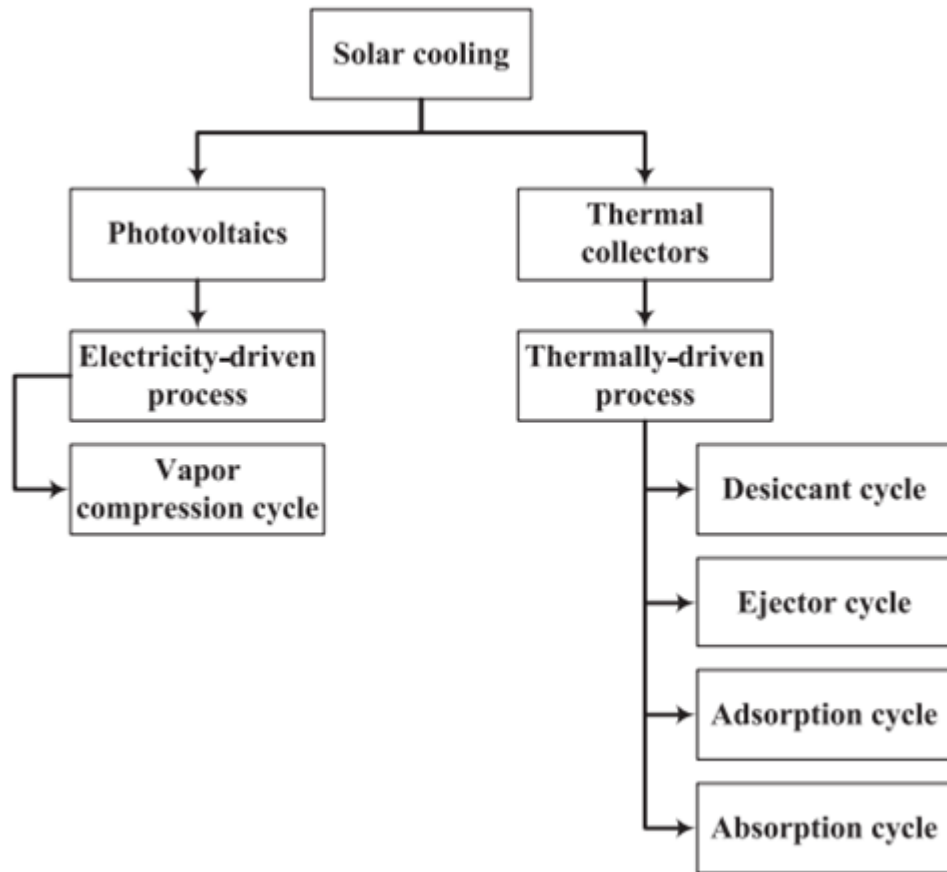
Αυστραλία Πάντστοου, Αυστραλία Νιούκαστλ, Αυστραλία Ετσούκα, Αυστραλία Άλις Σπρινγκς, Αυστραλία Σίδνεϊ, Αυστραλία Τσάρλσταουν, Αυστραλία Σίδνεϊ, Αυστραλία Νιούκαστλ, Αυστραλία	175 kW 18 kW 200 kW 230 kW 250 kW 230 kW 19 kW 10 kW	165 m ² 50 m ² 400 m ² 630 m ² 500 m ² 350 m ² 115 m ² 28 m ²	effect διπλό effect ένα effect διπλό effect διπλό effect ένα effect διπλό effect ένα effect διπλό effect	Ptc Ptc Κλπ Ptc Κλπ Ptc Ptc LFR	Εμπορικό κτίριο Επίδειξη Νοσοκομείο Πινακοθήκη Office κτίριο Εμπορικό κέντρο Πανεπιστήμιο Επίδειξη	2007 2007 2010 2011 2011 2011 2014 2016
Ετσούκα, Αυστραλία	–	–	–	Μικροϋπολ ογιστής LFR Εάν δεν μπορείτε να το αν	–	Προγ ραμμ ατισμ ένη
Νταμάμ, ΣαουδικήΑραβία Ντάλαμαν/Τουρ κία	23 kW 140 kW	52,5 m ² 360 m ²	διπλό effect διπλό effect	Ptc Ptc	Επίδειξη Πάρκο Γκραντ Καπτάν	2014 2004
Αλάνια/Τουρκία Κωνσταντινούπο λη/Τουρκία Αττάλεια/Τουρκί α	150 kW 160 kW 300 kW	360 m ² 324 m ² 423 m ²	effect διπλό effect διπλό effect	Ptc Ptc Ptc	ΕρευνητικόΙνσ τιτούτο Σούπερ μάρκετ	2005 2008 2008
Νεκράθάλασσα/Ι ορδανία Καζαμπλάνκα/Μ αρόκο	13 kW 13 kW	126 m ² 108 m ²	ένα effect ένα effect	Κλπ Fpc	Ξενοδοχείο Νοσοκομείο Εγκαταστάσεις υγείας	2010 2010 2010
Φάιρντζε/Ιταλία	17 kW	108 m ²	ένα effect διπλό effect	Κλπ Ptc	Πανεπιστήμιο	2010
Σεβίλλη/Ισπανία Αμπού Ντάμπι/ΗΑΕ	174 kW 175 kW	354 m ² 334 m ²	effect διπλό effect διπλό effect	Ptc Ptc Ptc	Office	2010 2010
Ντόχα/Κατάρ	750 kW	1408 m ²	effect διπλό effect	Ptc	Στάδιο	2010
Νήσος/ΗΠΑ	533 kW	315 m ²	effect	Ptc	Εργοστάσιο	2009

[ΠΙΝΑΚΑΣ 7]: Περίληψη της βιβλιογραφίας που παρέχει βελτιστοποίηση σε επίπεδο συστήματος των ηλιακών ψυκτών απορρόφησης

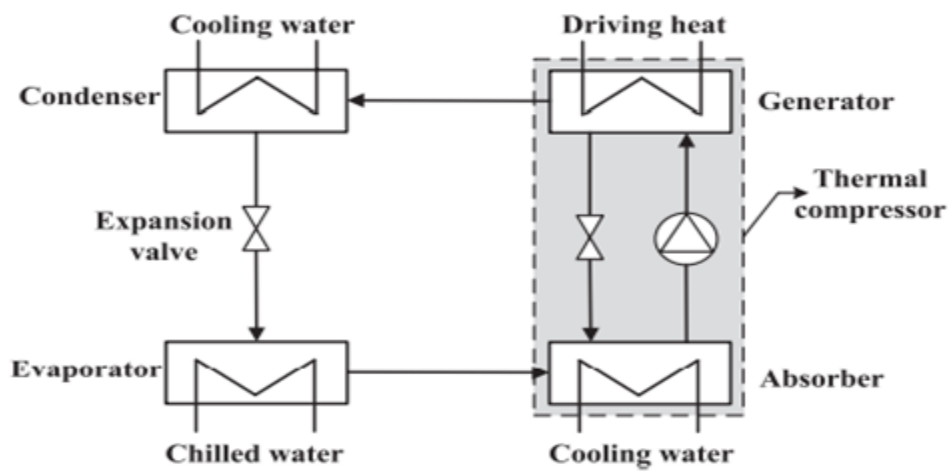
Δημοσίευση	Βελτιστοποίηση ενός στόχου			Βελτιστοποίηση πολλαπλών στόχων		
	1-effect	2-effect	3-effect	1-effect	2-effect	3-effect
Καλίτζ κ.ά. [198–200]	✓					
Κρεμάστε κ.λπ. [94,121]		✓				
Αλ Αλίλι κ.ά. [201]	✓					
Ιράνμανες και Μεχραμπιάν [209]				✓	✓	
Γκεμπρεσλάσι κ.ά. [210]				✓		
Γκεμπρεσλάσι κ.ά. [211]				✓		
Xu et al. [212]					✓	✓
Σιράζι κ.ά. [213]						



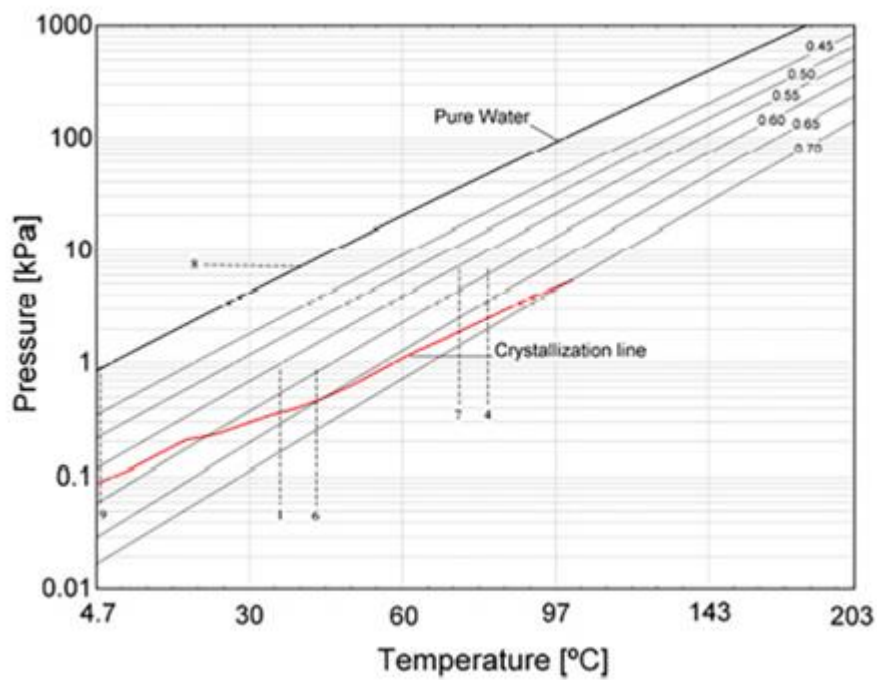
ΣΧΗΜΑ 1: Εκτίμηση του αριθμού των συστημάτων ηλιακής ψύξης που είναι εγκατεστημένα σε όλη την Ευρώπη και τον κόσμο



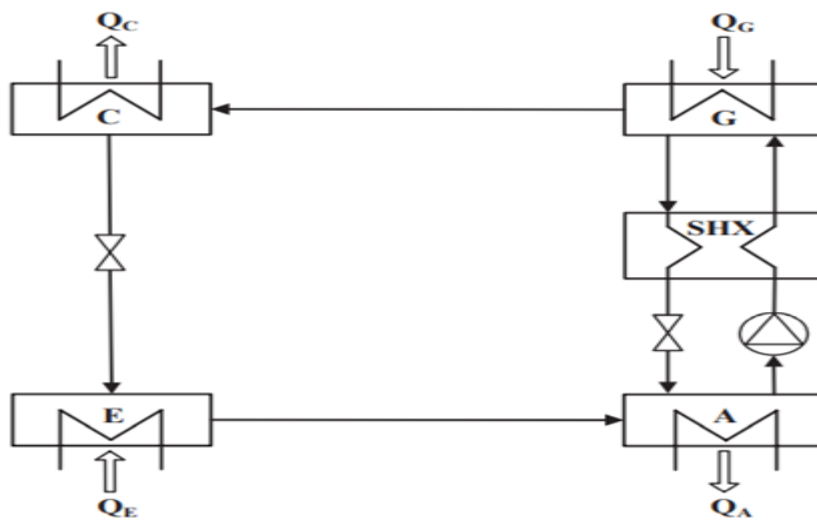
ΣΧΗΜΑ 2: Ταξινόμηση των κύριων τεχνολογιών ηλιακής ψύξης



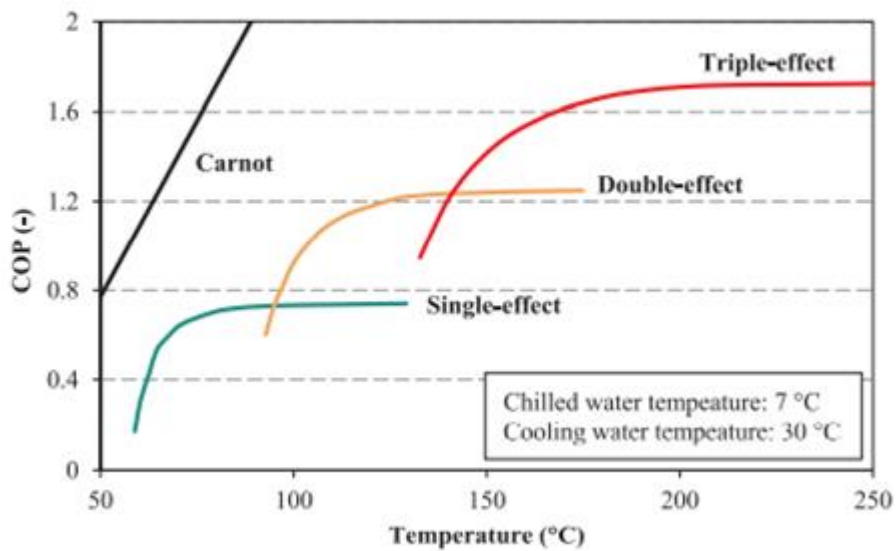
ΣΧΗΜΑ 3: Σχηματικό διάγραμμα βασικού κύκλου ψύξης απορρόφησης



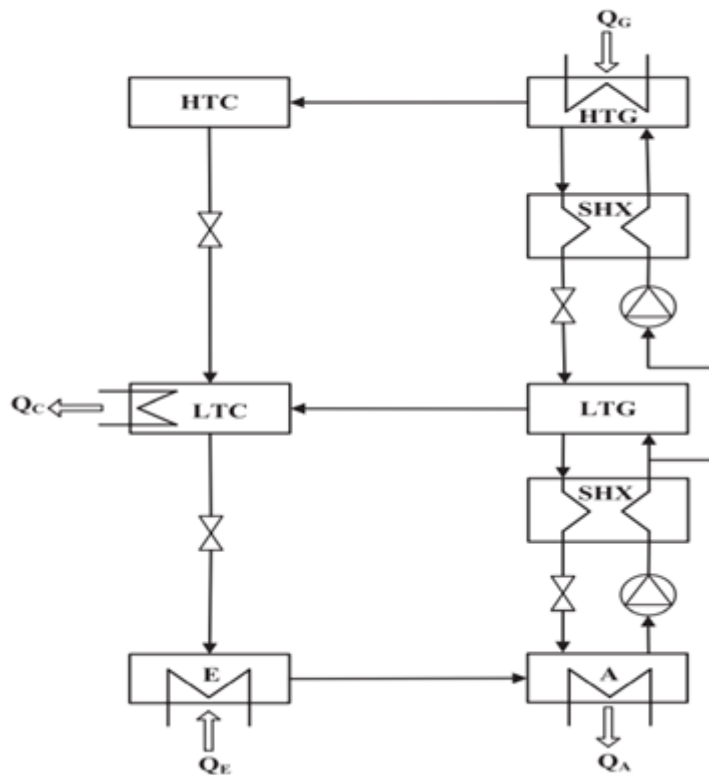
ΣΧΗΜΑ 4: Διάγραμμα duhring για το διάλυμα LiBr-H₂O με γραμμή κρυστάλλωσης



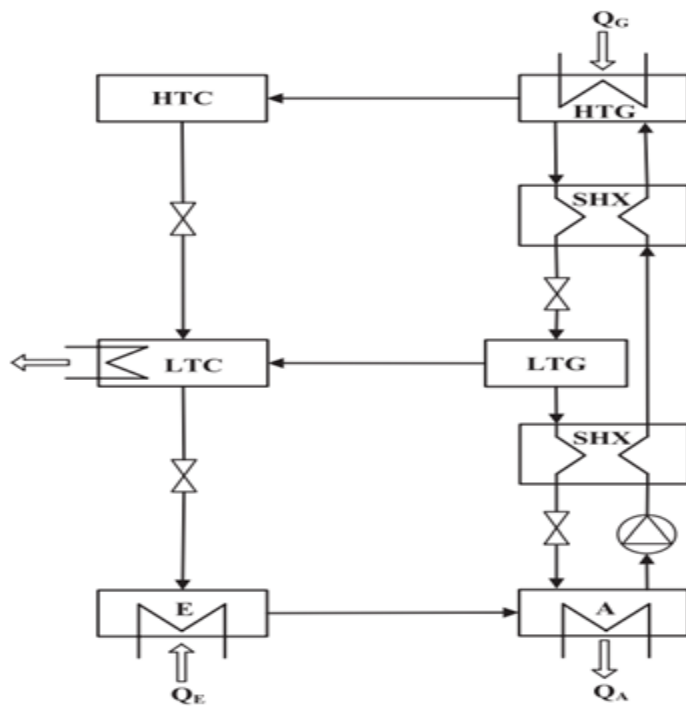
ΣΧΗΜΑ 5: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη απορρόφησης



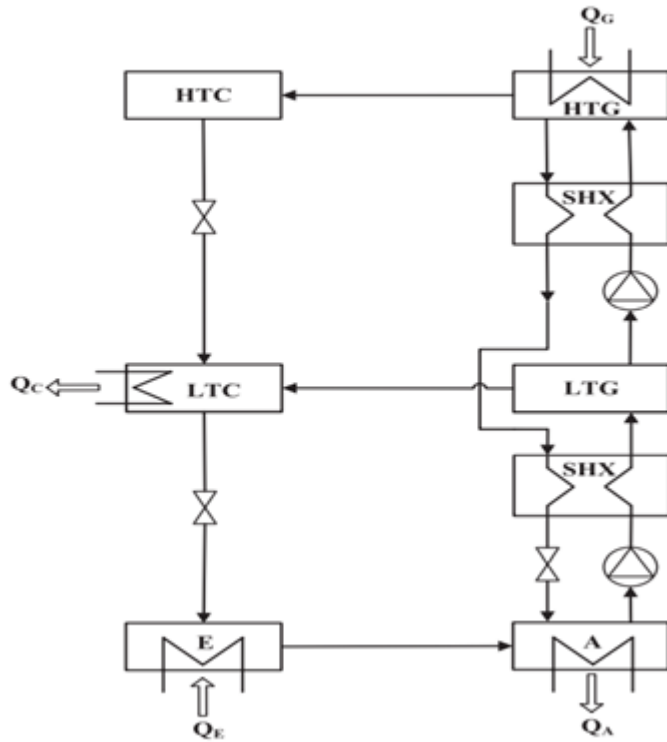
ΣΧΗΜΑ 6: Επίπεδα COP για ψύκτες απορρόφησης LiBr-H₂O μονής, διπλής και τριπλής βαθμίδας ως συνάρτηση της θερμοκρασίας παροχής θερμότητας



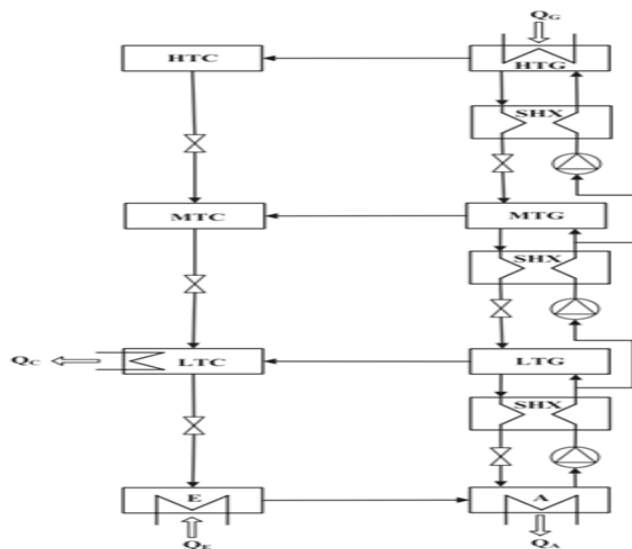
ΣΧΗΜΑ 7 : Σχηματικό διάγραμμα παράλληλου ψυκτικού συστήματος απορρόφησης διπλής βαθμίδας



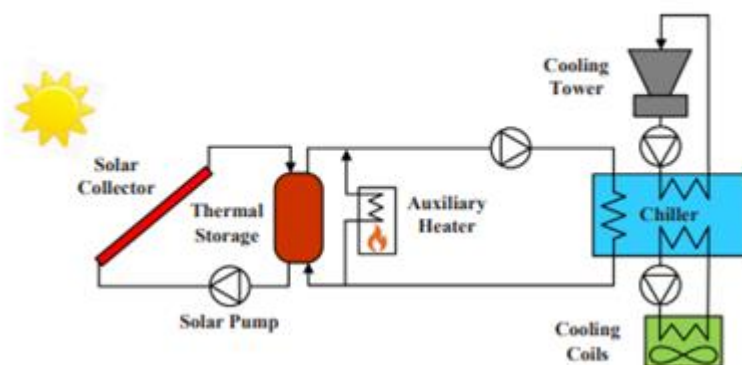
ΣΧΗΜΑ 8: Σχηματικό διάγραμμα μιας σειράς ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας



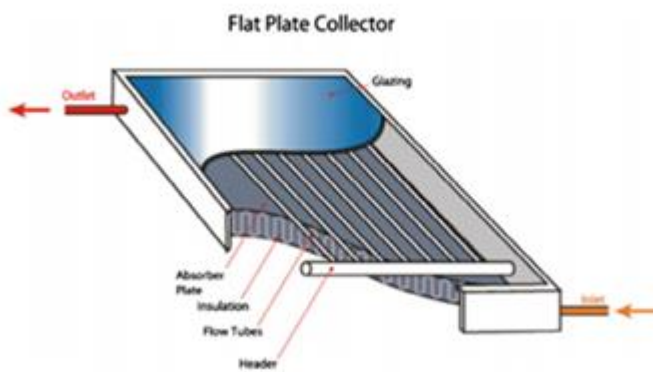
ΣΧΗΜΑ 9: Σχηματικό διάγραμμα ενός ψύκτη απορρόφησης της αντίστροφης σειράς



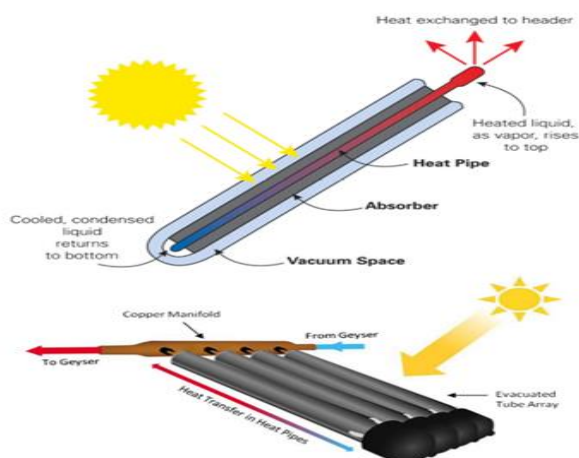
ΣΧΗΜΑ 10: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη απορρόφησης τριπλής βαθμίδας



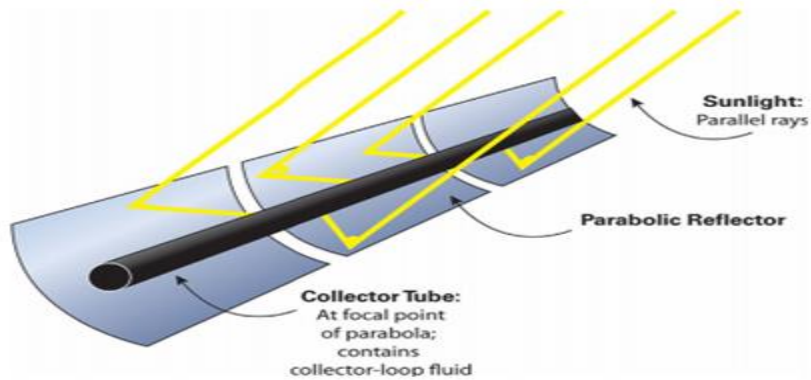
ΣΧΗΜΑ 11: Ένα γενικό σύστημα ηλιακής ψύξης με βάση το ψύκτη απορρόφησης



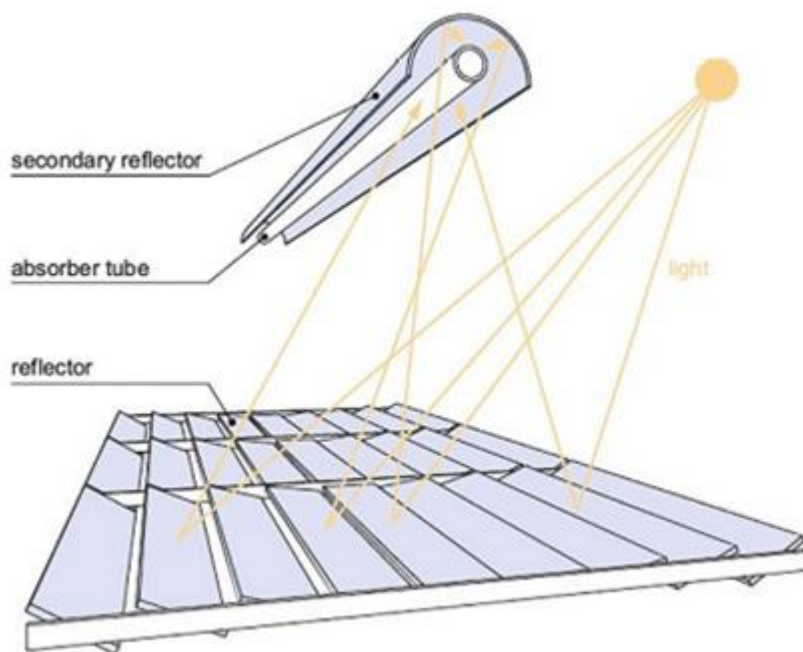
ΣΧΗΜΑ 12: Συλλέκτης πλακών



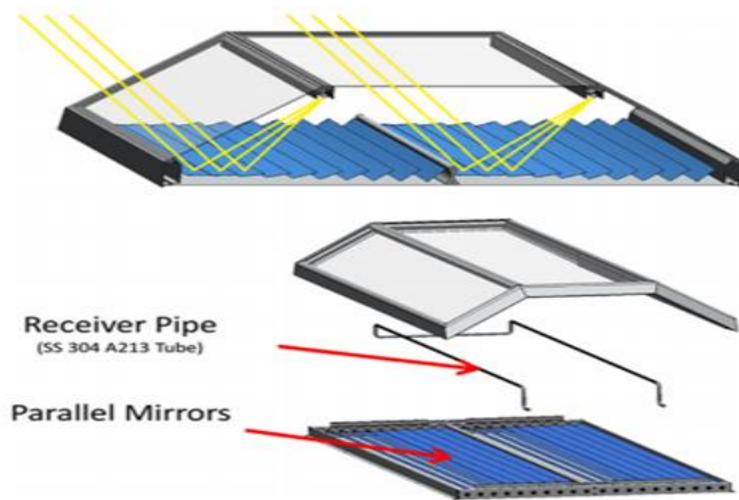
ΣΧΗΜΑ 13: Σχηματικό διάγραμμα και αρχή λειτουργίας εκκενωτικού σωλήνα



ΣΧΗΜΑ 14: Σχήμα ενός παραβολικού συλλέκτη



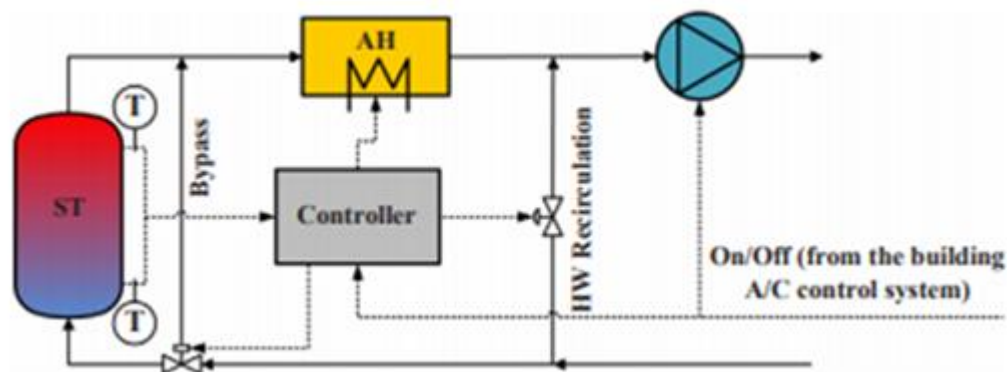
ΣΧΗΜΑ 15: Σχηματική αναπαράσταση γραμμικού συλλέκτη Fresnel



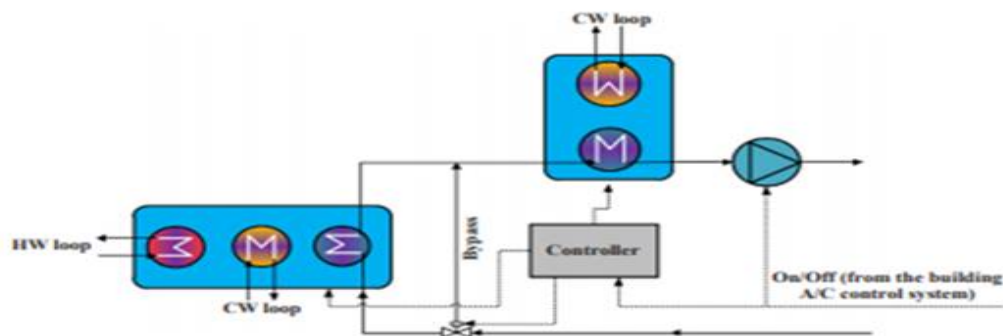
ΣΧΗΜΑ 16: Σχηματική άποψη του ηλιακού θερμικού συλλέκτη Chromasun MCT



ΣΧΗΜΑ 17: Σχηματικό του TVP , στον ηλιακό συλλέκτη



ΣΧΗΜΑ 18: Σειρές και παράλληλες διατάξεις βοηθητικού θερμαντήρα



ΣΧΗΜΑ 19: Σειρές και παράλληλες διατάξεις ενός μηχανικού ψύκτη συμπίεσης ατμών ως εφεδρικό σύστημα ψύξης

12. Αναφορές

- [1] World Energy Resources: 2013 Survey, URL: <<https://www.worldenergy.org/publications/2013/world-energy-resources-2013-survey/>>;2013[accessed June 2016].
- [2] Kannan N, Vakeesan D. Solar energy for future world:—areview. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;62:1092–105.
- [3] Kumar Sahu B. A study on global solar PV energy development and policies with special focus on the top ten solar PV power producing countries. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;43:621–34.
- [4] Renewables 2015 global status report, URL: <http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2015/07/REN12-GSR2015_Onlinebook_low1.pdf> ; 2015[accessed June 2016].
- [5] Zeyghami M, Goswami DY, Stefanakos E. A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;51:1428–45.
- [6] Kohlenbach P, Jakob U. *Solar cooling :the earth's can expert guide to solar cooling systems*. 1sted. UK: Taylor & Francis Ltd; 2014.
- [7] Henning H-M. Solar assisted air conditioning of buildings—an overview. *Appl Therm Eng* 2007;27:1734–49.
- [8] Nkwetta DN, Sandercock J. A state-of-the-art review of solar air-conditioning systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;60:1351–66.
- [9] Henning H-M, Döll J. Solar systems for heating and cooling of buildings. *Energy Proc* 2012;30:633–53.
- [10] Eicker U, Pietruschka D, Schmitt A, Haag M. Comparison of photovoltaic and solar thermal cooling systems for office buildings in different climates. *Sol Energy* 2015;118:243–55.
- [11] Jordehi AR. Parameter estimation of solar photovoltaic (PV) cells: a review. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;61:354–71.
- [12] Sarbu I, Sebarchievici C. Review of solar refrigeration and cooling

- systems. *Energy Build* 2013;67:286–97.
- [13] Huang B- J, Hou T- F, Hsu P- C, Lin T-H, Chen Y-T, Chen C-W, et al. Design of direct solar PV driven air conditioner. *Renew Energy* 2016;88:95–101.
- [14] Li Y, Wang RZ. 10-Photovoltaic-powered solar cooling systems. *Advances in Solar Heating and Cooling*. Woodhead Publishing; 2016. p. 227–50.
- [15] Pintaldi S, Perfumo C, Sethuvenkatraman S, White S, Rosengarten G. A review of thermal energy storage technologies and control approaches for solar cooling. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;41:975–95.
- [16] Otanicar T, Taylor RA, Phelan PE. Prospects for solar cooling—an economic and environmental assessment. *Sol Energy* 2012;86:1287–99.
- [17] Kohlenbach P, Dennis M. Solar cooling in Australia: the future of air-conditioning? *Ecolibrium: Aust Inst Refrig, Air Condition Heat (AIRAH) J* 2010;32–8.
- [18] Beccali M, Cellura M, Finocchiaro P, Guarino F, Longo S, Nocke B. Lifecycle assessment performance comparison of small solar thermal cooling systems with conventional plants assisted with photovoltaics. *Energy Proc* 2012;30:893–903.
- [19] Kalkan N, Young EA, Celiktas A. Solar thermal air conditioning technology reducing the foot print of solar thermal air conditioning. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:6352–83.
- [20] Mujahid Rafique M, Gandhidasan P, Rehman S, Al-Hadhrami LM. A review on desiccant based evaporative cooling systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;45:145–59.
- [21] Daou K, Wang RZ, Xia ZZ. Desiccant cooling air conditioning: a review. *Renew Sustain Energy Rev* 2006;10:55–77.
- [22] Chen J, Jarall S, Havtun H, Palm B. A review on versatile ejector application in refrigeration systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;49:67–90.
- [23] Besagni G, Mereu R, Inzoli F. Ejector refrigeration: a comprehensive review. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;53:373–407.
- Li X H, Hou X H, Zhang X, Yuan Z X. A review on development of adsorption cooling—Novel beds and advanced cycles. *Energy Convers Manage* 2015;94:221–32.
- [24] Saha BB, El-Sharkawy II, Shahzad MW, Thu K, Ang L, Ng KC. Fundamental and application aspects of adsorption cooling and desalination. *Appl Therm Eng* 2016;97:68–76.
- [25] Allouhi A, Kousksou T, Jamil A, Bruel P, Mourad Y, Zeraouli Y. Solar driven cooling systems: an updated review. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;44:159–81.
- [26] Hassan HZ, Mohamad AA. A review on solar cold production through absorption technology. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:5331–48.
- [27] Zhai XQ, Qu M, Li Y, Wang RZ. A review for research and new design

- options of solar absorption cooling systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15:4416–23.
- [28] Kim DS, Infante Ferreira CA. Solar refrigeration options—a state-of-the-art review. *Int J Refrig* 2008;31:3–15.
- [29] Xu ZY, Wang RZ. 11–Solar-powered absorption cooling systems. *Advances in Solar Heating and Cooling*. Woodhead Publishing; 2016. p. 251–98.
- [30] Herold KE, Radermacher R, Klein SA. Absorption chillers and heat pumps. 2nd ed. USA: CRC Press; 2016.
- [31] Gilani SI-U-H, Ahmed MS MS. Solution crystallization detection for double-effect LiBr-H₂O steam absorption chiller. *Energy Proc* 2015;75:1522–8.
- [32] Liao X, Radermacher R. Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. *Int J Refrig* 2007;30:904–11.
- [33] Prasartkaew B. Performance test of a small size LiBr-H₂O absorption chiller. *Energy Proc* 2014;56:487–97.
- [34] Florides GA, Kalogirou SA, Tassou SA, Wrobel L C. Design and construction of a LiBr–water absorption machine. *Energy Convers Manage* 2003;44:2483–508.
- [35] Sun J, Fu L, Zhang S. A review of working fluids of absorption cycles. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:1899–906.
- [36] Ayala R, Heard CL, Holland FA. Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II. experimental. *Appl Therm Eng* 1998;18:661–70.
- [37] Park Y, Kim J-S, Lee H. Physical properties of the lithium bromide + 1,3-propanediol + water system. *Int J Refrig* 1997;20:319–25.
- [38] Zhang X, Hu D. Performance simulation of the absorption chiller using water and ionic liquid 1-ethyl-3-methylimidazolium dimethyl phosphate as the working pair. *Appl Therm Eng* 2011;31:3316–21.
- [39] Li ZF, Sumathy K. Technology development in the solar absorption air-conditioning systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2000;4:267–93.
- [40] Emhofer J, Schneider M-C, Fleckl T, Dudzinski P, Monsberger M. Investigation and testing of new polymeric-based working pairs for absorption chillers. *Sci Technol Built Environ* 2015;21:976–85.
- [41] Álvarez ME, Esteve X, Bourouis M. Performance analysis of a triple-effect absorption cooling cycle using aqueous (lithium, potassium, sodium) nitrate solution as a working pair. *Appl Therm Eng* 2015;79:27–36.
- [42] Gebreslassie BH, Medrano M, Boer D. Exergy analysis of multi-effect water–LiBr absorption systems: from half to triple effect. *Renew Energy* 2010;35:1773–82.
- [43] Gomri R. Simulation study on the performance of solar/natural gas absorption cooling chillers. *Energy Convers Manage* 2013;65:675–81.
- [44] Fan Y, Luo L, Souyri B. Review of solar absorption refrigeration technologies: development and applications. *Renew Sustain Energy Rev* 2007;11:1758–75.

- [45] Gomri R, Hakimi R. Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system. *Energy Convers Manage* 2008;49:3343–8.
- [46] Gomri R. Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems. *Energy Convers Manage* 2010;51:1629–36.
- [47] Thermax Ltd, URL: <<http://www.thermaxglobal.com/>>; 2016 [accessed March 2016].
- [48] Kawasaki Thermal Engineering Ltd., URL: <<http://www.khi.co.jp/corp/kte/EN/>>; 2015 [accessed September 2015].
- [49] BROADX Non-electric Chiller: Model Selection & Design Manual, URL: <<http://www.broadusa.com/>>; 2008 [accessed March 2016].
- [50] York® Absorption Chillers, URL: <<http://www.york.com/>>; 2016 [accessed June 2016].
- [51] Trane® Absorption Liquid Chillers, URL: <<http://www.trane.com/>>; 2016 [accessed June 2016].
- [52] Kroger D. Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design. Tulsa, USA: Penn Well Corporation; 2004.
- [53] IEA SHC Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration: Subtask C, Report C 5: Heat rejection, URL: <http://archive.iea-shc.org/publications/downloads/IEA-Task38-Report_C5_Heat%20rejection.pdf>; 2016 [accessed December 2016].
- [54] Eicker U. Energy efficient buildings with solar and geothermal resources. West Sussex, UK: John Wiley and Sons; 2014.
- [55] Izquierdo M, Lizarte R, Marcos JD, Gutiérrez G. Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: results of a trial conducted in Madrid in August 2005. *Appl Therm Eng* 2008;28:1074–81.
- [56] Helm M, Hagel K, Pfeffer W, Hiebler S, Schweigler C. Solar heating and cooling system with absorption chiller and latent heat storage—research project summary. *Energy Proc* 2014;48:837–49.
- [57] Eicker U, Pietruschka D, Pesch R. Heat rejection and primary energy efficiency of solar driven absorption cooling systems. *Int J Refrig* 2012;35:729–38.
- [58] Mugnier D, Neyer D, White SD. The solar cooling design guide case studies of successful solar air conditioning design: case studies of successful solar air conditioning design. USA: Wiley: Ernst and Sohn; 2017.
- [59] IEA SHC Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration: Subtask C, Description of simulation tools used in solar cooling, URL: <http://task38.iea-shc.org/data/sites/1/publications/Report_C2A_Simulation-tools-in-solar-cooling.pdf>; 2016 [accessed December 2016].
- [60] Kalogirou SA. Solar thermal collectors and applications. *Prog Energy Combust Sci* 2004;30:231–95.
- [61] Suman S, Khan MK, Pathak M. Performance enhancement of solar collectors—a
- [62] Real D, Johnston R, Lauer J, Schicho A, Hotz N. Novel non-concentrating solar collector for intermediate-temperature energy capture. *Sol Energy* 2014;108:421–31.
- [63] Ibrahim A, Othman M Y, Ruslan MH, Mat S, Sopian K. Recent advances

- in flat plate photovoltaic/thermal(PV/T)solar collectors. *Renew Sustain Energy Rev*2011;15:352–65.
- [64] Tian Y, Zhao CY. A review of solar collectors and thermal energy storage in solarthermalapplications. *ApplEnergy*2013;104:538–53.
- [65] Shirazi A, Taylor RA, White SD, Morrison GL. A systematic parametric study and feasibility assessment of solar-assisted single-effect, double-effect, and triple-effect absorption chillers for heating and cooling applications. *Energy Convers Manage*2016;114:258–77.
- [66] Saleh A, Mosa M. Optimization study of a single -effect water–lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions. *Energy Convers Manage*2014;87:29–36.
- [67] Bellos E, Tzivanidis C, Antonopoulos KA. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. *Appl ThermEng*2016;102:749–59.
- [68] Adam Solar Resources ,URL:<<http://www.adamsolarresources.com/solarthermal.html>>;2016[accessed March 2016].
- [69] Dufe JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes*. 3rd ed. Hoboken ,NJ, USA:Wiley;2006.
- [70] Solar Sense, URL: <<http://www.solarsense.co.za/> > ; 2016 [accessed March 2016].
- [71] Hossain MS, Saidur R, Fayaz H, Rahim NA, Islam MR, Ahamed JU, et al. Review on solar water heater collector and thermal energy performance of circulating pipe. *Renew Sustain Energy Rev*2011;15:3801–12.
- [72] NEP Solar Pty Ltd, URL:<<http://www.nep-solar.com/>>;2016[accessed June 2016].
- [73] SOLITEM GmbH Ltd, URL: <www.solitem.de > ;2016[accessed December 2016].
- [74] HomePower, URL:<<http://www.homepower.com/>>;2016[accessed March 2016].
- [75] Facão J, Oliveira AC. Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator. *Renewable Energy*2011;36:90–6.
- [76] Industrial Solar GmbH Ltd, URL:<<http://www.industrial-solar.de/CMS/>>; 2016[accessed December 2016].
- [77] Berger M, Weckesser M, Weber C, Döll J, Morgenstern A, Häberle A. Solar driven cold rooms for industrial cooling applications. *Energy Proc*2012;30:904–11.
- [78] Chromasun Inc, URL:<<http://www.chromasun.com/>>;2016[accessed June 2016].
- [79] Solar Euromed, URL: <<http://www.solareuromed.com/> > ;2016[accessed March 2016].
- [80] TVP Solar Inc, URL:<<http://www.tvpsolar.com/>>;2016[accessed March 2016].
- [81] Buonomano A, Calise F, Palombo A, Vicidomini M. Energy and economic analysis of geothermal–solar regeneration systems: a case study for a hotel building in Ischia. *Appl Energy*2015;138:224–41.
- [82] Buonomano A, Calise F, d’Accadia MD, Ferruzzi G, Frascogna

S, Palombo A, et al.

Experimental analysis and dynamic simulation of a novel high-temperature solar cooling system. *Energy Convers Manage* 2016;109:19–39.

[83] Chidambaram LA, Ramana AS, Kamaraj G, Velraj R. Review of solar cooling methods and thermal storage options. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15:3220–8.

[84] Ibrahim NI, Khan MMA, Mahbulul IM, Saidur R, Al-Sulaiman FA. Experimental

testing of the performance of a solar absorption cooling system assisted with ice-

[85] Henning H-M, Motta M, Mugnier D. *Solar cooling handbook : a guide to solar as-sisted cooling and dehumidification processes*. Berlin, Germany: DeGruyter; 2013.

[86] Gil A, Oró E, Peiró G, Álvarez S, Cabeza LF. Material selection and testing for thermal energy storage in solar cooling. *Renew Energy* 2013;57:366–71.

[87] Shirazi A, Taylor RA, White SD, Morrison GL. Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems: an energetic, eco-nomic and environmental(3E) assessment. *Renew Energy* 2016;86:955–71.

[88] Reda F, Viot M, Sipilä K, Helm M. Energy assessment of solar cooling thermally driven system configurations for an office building in a Nordic country. *Appl Energy* 2016;166:27–43.

[89] Bataineh K, Taamneh Y. Review and recent improvements of solar absorption cooling systems. *Energy Build* 2016;128:22–37.

[90] Siddiqui MU, Said SAM. A review of solar powered absorption systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;42:93–115.

[91] Sarbu I, Sebarchievici C. General review of solar-powered closed absorption re-frigeration systems. *Energy Convers Manage* 2015;105:403–22.

[92] Al-Alili A, Hwang Y, Radermacher R. Review of solar thermal air conditioning

technologies. *Int J Refrig* 2014;39:4–22.

[93] Hang Y, Qu M, Ukkusuri S. Optimizing the design of a solar cooling system using central composite design techniques. *Energy Build* 2011;43:988–94.

[94] Hang Y, Qu M, Zhao F. Economical and environmental assessment of an optimized

solar cooling system for a medium-sized benchmark office building in Los Angeles, California. *Renew Energy*. 2011;36:648–58.

[95] Li ZF, Sumathy K. Simulation of a solar absorption air conditioning system. *Energy Convers Manage* 2001;42:313–27.

[96] Blinn JC, Mitchell JW, Duke JA. Modeling of transient performance of residential

solar air-conditioning systems. In: *Proceedings of the Silver Jubilee Congress*. Atlanta, Georgia; 1979. p. 705–9.

Joudi KA, Abdul-Ghafour QJ. Development of design charts for solar cooling

[97] Alva L H, González JE. Simulation of an air-cooled solar-assisted absorption air conditioning system. *J Sol Energy Eng* 2002;124:276–82.

[98] Florides GA, Kalogirou SA, Tassou SA, Wrobel LC. Modelling and

- simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus. *Sol Energy* 2002;72:43–51.
- [99] Ward DS, Smith CC, Ward JC. Operation almodes of solar heating and cooling systems. *Sol Energy* 1977;19:55–61.
- [100] Zambrano D, Bordons C, Garcia-Gabin W, Camacho EF. Model development and validation of a solar cooling plant. *Int J Refrig* 2008;31:315–27.
- [101] Argiriou AA, Balaras CA, Kontoyiannidis S, Michel E. Numerical simulation and performance assessment of a low capacity solar assisted absorption heat pump coupled with a sub-floor system. *Sol Energy* 2005;79:290–301.
- [102] Al-Alili A, Islam MD, Kubo I, Hwang Y, Radermacher R. Modeling of a solar powered absorption cycle for Abu Dhabi. *Appl Energy* 2012;93:160–7.
- [103] Calise F, Dentice Accadia M, Palombo A. Transient analysis and energy optimization of solar heating and cooling systems in various configurations. *Sol Energy* 2010;84:432–49.
- [104] Yeung MR, Yuen PK, Dunn A, Cornish LS. Performance of a solar-powered air conditioning system in Hong Kong. *Sol Energy* 1992;48:309–19.
- [105] Koepfel EA, Klein SA, Mitchell JW, Flake BA. Optimal supervisory control of an absorption chiller system. *HVAC & R Res* 1995;1:325–40.
- [106] Bujedo LA, Rodríguez J, Martínez PJ. Experimental results of different control strategies in a solar air-conditioning system at part load. *Sol Energy* 2011;85:1302–15.
- [107] Y-j Xu, S-j Zhang, Y-h Xiao. Modeling the dynamic simulation and control of a single effect LiBr–H₂O absorption chiller. *Appl Therm Eng* 2016;107:1183–91.
- [108] Labus J, Hernández JA, Bruno JC, Coronas A. Inverse neural network based control strategy for absorption chillers. *Renewable Energy* 2012;39:471–82.
- [109] Albers J. New absorption chiller and control strategy for the solar assisted cooling system at the German federal environment agency. *Int J Refrig* 2014;39:48–56.
- [110] Palau A, Velo E, Puigjaner L. Use of neural networks and expert systems to control a gas/solid absorption chilling machine: utilisation des réseaux au x neuronaux et des systèmes experts pour réguler une machine frigorifique à absorption gaz/solide. *Int J Refrig* 1999;22:59–66.
- [111] Shin Y, Seo JA, Cho HW, Nam SC, Jeong JH. Simulation of dynamics and control of a double-effect LiBr–H₂O absorption chiller. *Appl Therm Eng* 2009;29:2718–25.
- [112] Gao M, Sun F-Z, Zhou S-J, Shi Y-T, Zhao Y-B, Wang N-H. Performance prediction of wet cooling tower using artificial neural network under cross-wind conditions. *Int J Therm Sci* 2009;48:583–9.
- [113] Hosoz M, Ertunc HM, Bulgurcu H. Performance prediction of a

cooling tower using artificial neural network. *Energy Convers Manage* 2007;48:1349–59.

[114] Baniyounes AM, Rasul MG, Khan MMK. Assessment of solar assisted air con-

ditioning in Central Queensland's subtropical climate, Australia. *Renew Energy* 2013;50:334–41.

[115] Martínez PJ, Martínez JC, Lucas M. Design and test results of a low-capacity solar cooling system in Alicante (Spain). *Sol Energy* 2012;86:2950–60.

[116] Assilzadeh F, Kalogirou SA, Ali Y, Sopian K. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renew Energy* 2005;30:1143–59.

[117] Buonomano A, Calise F, Palombo A. Solar heating and cooling systems by CPVT

and ET solar collectors: an overall transient simulation model. *Appl Energy* 2013;103:588–606.

[118] Balghouthi M, Chahbani MH, Guizani A. Feasibility of solar absorption air con-

ditioning in Tunisia. *Build Environ* 2008;43:1459–70.

[119] Hang Y, Du L, Qu M, Peeta S. Multi-objective optimization of integrated solar absorption cooling and heating systems for medium-

sized office buildings. *Renew Energy* 2013;52:67–78.

[120] Calise F, Palombo A, Vanoli L. Maximization of primary energy savings of solar

heating and cooling systems by transient simulations and computer design of ex-

periments. *Appl Energy* 2010;87:524–40.

[121] Petela K, Manfrida G, Szlek A. Advantages of variable driving temperature in solar absorption chiller. *Renewable Energy* 2017;114:716–24.

[122] Ma Z, Wang S. Energy efficient control of variable speed pumps in complex

building central air-conditioning systems. *Energy Build* 2009;41:197–205.

[123] Sanaye S, Shirazi A. Thermo-economic optimization of an ice thermal energy

storage system for air-conditioning applications. *Energy Build* 2013;60:100–9.

[124] Shirazi A, Pintaldi S, White SD, Morrison GL, Rosengarten G, Taylor RA. Solar-assisted absorption air-conditioning systems in buildings: control

strategies and operational modes. *Appl Therm Eng* 2016;92:246–60.

[125] Khan MSA, Badar AW, Talha T, Khan MW, Butt FS. Configuration based modeling

and performance analysis of single effect solar absorption cooling system in TRNSYS. *Energy Convers Manage* 2018;157:351–63.

[126] Kohlenbach P, Ziegler F. A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part I: The model. *Int J Refrig* 2008;31:217–25.

[127] Atmaca I, Yigit A. Simulation of solar-powered absorption cooling system. *Renew Energy* 2003;28:1277–93.

[128] Kim B, Park J. Dynamic simulation of a single-effect ammonia–water absorption chiller. *Int J Refrig* 2007;30:535–45.

[129] INSEL Programming Language, URL: <<http://www.insel.eu/index.php?id=73&L=1>>; 2016 [accessed December 2016].

[130] IEA SHC Task 49 Solar Heat Integration in Industrial Processes:

Subtask C, Overview and description of simulation tools for solar industrial process heat systems, URL: <http://task49.iea-shc.org/data/sites/1/publications/IEA_Task49_Deliverable_C2_Overview%20Simulation%20Tools-final-160525.pdf>;2016[accessed December 2016].

[131] Poly SunSolar-Calculator, URL: <<http://www.polysunonline.com/PsoPublic/app/home/access>>;2016[accessed December 2016].

[132] Meteotest Ltd, URL: <<http://www.meteonorm.com/>>;2016[accessed December 2016].

[133] TRNSYS17: a transient system simulation program. Madison, USA: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.

[134] TRNSYS Standard Library, Volume 8: Weather Data.

[135] National Solar Radiation Data Base (NSRDB), URL: <http://rredc.nrel.gov/solar/old_data/nsrdb/>;2016[accessed December 2016].

[136] Kaynakli O, Kilic M. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. *Energy Convers Manage* 2007;48:599–607.

[137] Grossman G, Zaltash A. ABSIM—modular simulation of advanced absorption systems. *Int J Refrig* 2001;24:531–43.

[138] Kühn A, Ziegler F. Operational results of a 10 kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation. In: Proceedings of the International Conference Solar Air Conditioning. Bad Staffelstein, Germany; 2005. p. 6–7.

[139] Puig-Arnavat M, López-Villada J, Bruno JC, Coronas A. Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression. *Int J Refrig* 2010;33:70–8.

[140] Labus J, Bruno JC, Coronas A. Performance analysis of small capacity absorption chillers by using different modeling methods. *Appl Therm Eng* 2013;58:305–13.

[141] Ibrahim NI, Al-Sulaiman FA, Ani FN. Solar absorption systems with integrated absorption energy storage—review. *Renew Sustain Energy Rev* 2018;82:1602–10.

[142] Buonomano A, Calise F, Palombo A. Solar heating and cooling systems by absorption and adsorption chillers driven by stationary and concentrating photovoltaic/thermal solar collectors: modelling and simulation. *Renew Sustain Energy Rev* 2018;82:1874–908.

[143] Florides GA, Kalogirou SA, Tassou SA, Wrobel LC. Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system. *Appl Therm Eng* 2002;22:1313–25.

[144] Mazloumi M, Naghashzadegan M, Javaherdeh K. Simulation of solar lithium bromide–water absorption cooling system with parabolic trough collector. *Energy Convers Manage* 2008;49:2820–32.

- [145] Mammoli A, Vorobie P, Barsun H, Burnett R, Fisher D. Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted HVAC system. *Energy Build* 2010;42:1524–35.
- [146] Sokhansefat T, Mohammadi D, Kasaeian A, Mahmoudi AR. Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran. *Energy Convers Manage* 2017;148:339–51.
- [147] Hirmiz R, Lightstone MF, Cotton JS. Performance enhancement of solar absorption cooling systems using thermal energy storage with phase change materials. *Appl Energy* 2018;223:11–29.
- [148] Ayadi O, Aprile M, Motta M. Solar cooling systems utilizing concentrating solar collectors—an overview. *Energy Proc* 2012;30:875–83.
- [149] Liu YL, Wang RZ. Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr–H₂O absorption system. *Renew Energy* 2004;29:1677–95.
- [150] Li Q, Zheng C, Shirazi A, BanyMousa O, Moscia F, Scott JA, et al. Design and analysis of a medium-temperature, concentrated solar thermal collector for air-conditioning applications. *Appl Energy* 2017;190:1159–73.
- [151] Kaushik SC, Arora A. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems. *Int J Refrig* 2009;32:1247–58.
- [152] Cabrera FJ, Fernández-García A, Silva RMP, Pérez-García M. Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. *Renew Sustain Energy Rev* 2013;20:103–18.
- [153] Tierney MJ. Options for solar-assisted refrigeration—trough collectors and double-effect chillers. *Renew Energy* 2007;32:183–99.
- [154] Qu M, Yin H, Archer DH. A solar thermal cooling and heating system for a building: experimental and model based performance analysis and design. *Sol Energy* 2010;84:166–82.
- [155] Balghouthi M, Chahbani MH, Guizani A. Investigation of a solar cooling installation in Tunisia. *Appl Energy* 2012;98:138–48.
- [156] Calise F. High temperature solar heating and cooling systems for different Mediterranean climates: dynamic simulation and economic assessment. *Appl Therm Eng* 2012;32:108–24.
- [157] Chemisana D, López-Villada J, Coronas A, Rosell JI, Lodi C. Building integration of concentrating systems for solar cooling applications. *Appl Therm Eng* 2013;50:1472–9.
- [158] Agrawal SK, Kumar R, Khaliq A. First and second law investigations of a new solar-assisted thermodynamic cycle for triple effect refrigeration. *Int J Energy Res* 2014;38:162–73.
- [159] Li Z, Ye X, Liu J. Optimal temperature of collector for solar double effect LiBr/H₂O absorption cooling system in subtropical city based on a year round meteorological data. *Appl Therm Eng* 2014;69:19–28.
- [160] Matsushima H, Fujii T, Komatsu T, Nishiguchi A. Dynamic simulation program with object-oriented formulation for absorption chillers (modelling,

verification, and application to triple-effect absorption chiller). *IntJRefrig*2010;33:259–68.

[161] Khamooshi M, Parham K, Egelioglu F, Yari M, Salati H. Simulation and optimi-

zation of novel configurations of triple absorption heat transformers integrated to a water desalination system. *Desalination*2014;348:39–48.

[162] Wang L, You S, Zhang H, Li X. Simulation of gas-fired triple-effect LiBr/water absorption cooling system with exhaust heat recovery generator. *Trans TianjinUniv* 2010;16:187–93.

[163] Lizarte R, Marcos JD. COP optimisation of a triple-effect H₂O/LiBr absorption

cycle under of-design conditions. *ApplThermEng*2016;99:195–205.

1. Εισαγωγή

Οι διαδικασίες ψύξης απορρόφησης (ABR) είναι πολύ χρήσιμες για τη μετατροπή της θερμότητας σε ψύξη μέσα στα πλαίσια ενός σχετικά απλού κύκλου. Το σχήμα. 1 απεικονίζει τα κύρια χαρακτηριστικά μιας διαδικασίας μονής επίδρασης-βαθμίδας ABR, η οποία είναι η πιο βασική διάταξη κύκλου. Η διαδικασία χρησιμοποιεί ένα μείγμα εργαζόμενων ρευστών που περιλαμβάνουν ένα ψύκτη και έναν απορροφητή. Η πηγή θερμότητας παρέχει θερμότητα (Q_G) στο μείγμα της γεννήτριας-αναγεννητή όπου οι κορεσμένοι ατμοί διαχωρίζονται από το υπόλοιπο απορροφητικό/ψυκτικό υγρό μείγμα και ρέει σε συμπυκνωτή σε υψηλή πίεση, όπου απορρίπτεται η θερμότητα (Q_C). Για ορισμένους τύπους υγρών όπως NH_3 (αμμωνία)/ H_2O ή οργανικά, ο διαχωρισμός πραγματοποιείται με τη χρήση ανορθωτή-διορθωτή. Στη συνέχεια, το ψυκτικό μέσο εκτονώνεται σε στραγγαλιστική βαλβίδα και πηγαίνει στον εξατμιστήρα όπου παράγεται ψύξη αφαιρώντας τη θερμότητα (Q_E) από το μέσο που ψύχεται. Το μείγμα του ψυκτικού και απορροφητικού μέσου που εξέρχεται από την άλλη πλευρά του αναγεννητή οδηγείται στον απορροφητή, όπου απορρίπτεται/αποβάλλεται η θερμότητα (Q_a). Εκεί αναμειγνύεται με το καθαρό ψυκτικό μέσο που προέρχεται από τον εξατμιστήρα και το προκύπτον υγρό μείγμα αντλείται στη συνέχεια πίσω στον αναγεννητή για να ολοκληρωθεί ο κύκλος. Πολύ συχνές τροποποιήσεις της βασικής μονής επίδρασης-βαθμίδας ABR περιλαμβάνουν την προσθήκη διαλύματος (SHX) και ενός εναλλάκτη θερμότητας συμπυκνωτή-εξατμιστήρα (CEHX) καθώς αυξάνουν την απόδοση του κύκλου μέσω εσωτερικής ανάκτησης θερμότητας. Ένα σημαντικό πλεονέκτημα του ABR σε σύγκριση με την ψύξη συμπίεσης ατμών είναι ότι η άντληση υγρών απαιτεί μόνο ένα μικρό κλάσμα της ενέργειας που απαιτείται από τη συμπίεση. Ένα άλλο σημαντικό πλεονέκτημα είναι η ικανότητα παραγωγής ψύξης από πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας.

Λόγω αυτών των πλεονεκτημάτων, εμπορικές εφαρμογές [1] αναφέρονται σε όλο τον κόσμο που χρησιμοποιούν κυρίως $\text{H}_2\text{O} / \text{LiBr}$ και $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$ ως ρευστά χρήσης. Τόσο η NH_3 όσο και το H_2O είναι εξαιρετικά σταθερά για ένα ευρύ φάσμα θερμοκρασιών και πιέσεων λειτουργίας. Η NH_3 (αμμωνία), η οποία έχει σημείο ψύξης -77°C , είναι ένα καλό ψυκτικό μέσο λόγω της υψηλής λανθάνουσας θερμότητας εξάτμισης [2]. Παρ' όλα αυτά, η NH_3 είναι μια τοξική ουσία που περιορίζει τη χρήση για εφαρμογές σε εσωτερικούς χώρους. Επίσης, η απομάκρυνση του νερού από τους ατμούς της αμμωνίας πριν από τον συμπυκνωτή απαιτεί έναν ανορθωτή, ο οποίος αυξάνει την πολυπλοκότητα και το κόστος της διαδικασίας. Τα διαλύματα που βασίζονται στο λίθιο (Li)- έχουν σημαντικά πλεονεκτήματα, συμπεριλαμβανομένης της μη πτητικότητας του απορροφητικού LiBr (ως εκ τούτου, της εξάλειψης του ανορθωτή) και της υψηλής θερμότητας εξάτμισης του H_2O ως ψυκτικού μέσου. Ωστόσο, σχηματίζονται ιζήματα όταν το κλάσμα μάζας του αλατιού LiBr υπερβαίνει το όριο διαλυτότητας. Αυτή η κρυστάλλωση του LiBr μπορεί να μπλοκάρει τα εξαρτήματα του συστήματος και να μειώσει το χρόνο ζωής του εξοπλισμού. Λόγω της χρήσης του H_2O ως ψυκτικού μέσου, η ψύξη περιορίζεται σε θερμοκρασίες υψηλότερες των 0°C και το σύστημα λειτουργεί σε υπο-ατμοσφαιρικές συνθήκες [3].

Για να ξεπεραστούν τέτοια μειονεκτήματα, ερευνητικές προσπάθειες έχουν επικεντρωθεί στον προσδιορισμό διαφορετικών εργαζόμενων ρευστών σε τρεις κύριες κατηγορίες, ειδικότερα ως ανόργανα άλατα, ιοντικά υγρά και οργανικά ενώσεις. Στις περιπτώσεις των υφιστάμενων ανόργανων αλάτων και ιοντικών υγρών πρόσφατα άρθρα αναλύουν τις εξελίξεις στη χημεία όσον αφορά τα ρευστά [3], τα σχετικά διαγράμματα ροής [4] και τον εξοπλισμό [5]. Στην περίπτωση των οργανικών ρευστών, υπάρχουν αρκετά λίγες πληροφορίες σε σύγκριση με τις

έντονες ερευνητικές προσπάθειες που παρατηρήθηκαν τα τελευταία σαράντα χρόνια. Οι οργανικές ενώσεις έχουν υπάρξει στην πρώτη κατηγορία από ρευστά προς χρήση που διερευνήθηκαν ως εναλλακτικές λύσεις στη χρήση $H_2O/LiBr$ και το NH_3/H_2O , καθώς έχουν καλές πιθανότητες εφαρμογής σε πηγές θερμότητας χαμηλής ποιότητας (π.χ. 70-120 °C) για ψύξη και συντήρηση. Ταυτόχρονα, μπορεί να το εμφανίσουν χαμηλή τοξικότητα ή διαβρωτικότητα, περιβαλλοντολογικά αποδεκτή απόδοση και αποφυγή ενός τμήματος διόρθωσης, για να αναφέρουμε μόνο μερικά. Για παράδειγμα, η οξεία τοξικότητα της στοματικής κοιλότητας σε αρουραίους [6] λόγω διμεθυλοφορμαμίδης (DMF) [7], η οποία έχει προηγουμένως θεωρηθεί ως απορροφητικό ABR [8], είναι περίπου 10 φορές χαμηλότερη από της NH_3 [9] (δηλαδή ενδέχεται να άντεξε υψηλότερες συγκεντρώσεις DMF). Επιπλέον, το βουτάνιο, ψυκτικό μέσο που προηγουμένως θεωρούνταν ABR [10], δεν είναι διαβρωτικό απέναντι στα μέταλλα [11], ενώ η NH_3 ή NH_3/H_2O είναι διαβρωτικά απέναντι σε πολλά μέταλλα [9]. Τέλος, σε σύγκριση με τα ιοντικά ρευστά, η τιμή και το ιξώδες των οργανικών είναι γενικά πολύ χαμηλότερα. Εκτός αυτών των χαρακτηριστικών τους, έχουν ερευνηθεί πολύ συνοπτικά σε άρθρα ανασκόπησης. Τα τελευταία επικεντρώνονται είτε στη διαδικασία [4] είτε στα χαρακτηριστικά διαγραμμάτων ροής [5], θεωρώντας κυρίως ανόργανα στοιχεία, παρέχουν ελάχιστες πληροφορίες και απαιτούν ενημέρωση [3]. Οι υπάρχουσες δημοσιεύσεις που αφορούν τα οργανικά ρευστά προς χρήση ασχολούνται με λίγα από αυτά κάθε φορά, συχνά σε διαδικασίες πολύ διαφορετικών χαρακτηριστικών και για διαφορετικές απαιτήσεις θερμικής εισόδου και εξόδου ψύξης. Τα χημικά χαρακτηριστικά των ρευστών ποικίλλουν μεταξύ διαφορετικών δημοσιεύσεων. Το ίδιο ισχύει και για τις πειραματικές μονάδες και τις συνθήκες υπό τις οποίες διεξάγονται πειράματα. Διάφορα και διαφορετικά θερμοδυναμικά μοντέλα χρησιμοποιούνται επίσης σε διάφορα δημοσιευμένα έργα, παρουσιάζοντας εκτιμήσεις παραμέτρων και παρέχοντας προβλέψεις. Όλα αυτά τα έργα υποδεικνύουν προσπάθειες έρευνας που προχωρούν στη διερεύνηση συγκεκριμένων ρευστών και διαδικασιών ABR χωρίς ορθή αιτιολόγηση και γιατί επιλέγονται έναντι άλλων. Ο κατακερματισμός των διαθέσιμων τεχνικών χαρακτηριστικών απαγορεύει την πρόοδο στον τομέα των οργανικών ρευστών προς χρήση για τα συστήματα ABR, χωρίς σαφή αιτιολόγηση του κατά πόσον υπάρχουν ευκαιρίες ως προς το κομμάτι της έρευνας που αξίζουν περαιτέρω διερεύνησης. Εκτός από την έλλειψη ανασκοπήσεων σχετικά με αυτό το θέμα, αυτή η ανασκόπηση παρέχει μια μοναδική ευκαιρία να μαζευτούν όλες οι διαθέσιμες πληροφορίες σχετικά με τα οργανικά ρευστά, να επιλεγθούν τα πιο σημαντικά ερευνητικά αποτελέσματα και να οργανωθούν συστηματικά. Αυτό θα αναδείξει ενδιαφέρουσες ιδέες και θα αποκαλύψει σημαντικές ερευνητικές ευκαιρίες.

Για το σκοπό αυτό, παρέχεται για πρώτη φορά μια πλήρης και λεπτομερής επανεξέταση όσον αφορά τα οργανικά ρευστά που έχουν χρησιμοποιηθεί ή έχουν τη δυνατότητα να χρησιμοποιηθούν σε διεργασίες ABR. Τα τελευταία είναι τα κύρια κριτήρια για τη συμπερίληψη των δημοσιεύσεων σε αυτό το έργο. Σε διάφορες περιπτώσεις όπου παρόμοια ρευστά χρησιμοποιούνται σε αντλίες θερμότητας απορρόφησης, τέτοιου είδους δημοσιεύσεις επίσης αναφέρονται, καθώς παρέχουν χρήσιμες ιδέες και νέες επιλογές που μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν στα ABR. Περίπου 90 άρθρα έχουν δημοσιευθεί σχετικά με αυτό το θέμα, ενώ 30 ακόμη επανεξετάζονται εδώ καθώς παρέχουν σχετικές πληροφορίες. Η ανασκόπηση ξεκινά από τα ρευστά προς χρήση και ερευνά τις εξελίξεις μέχρι την υλοποίησή τους σε επίπεδο εμπορικής κλίμακας. Οι ανασκοπήσεις που αναπτύχθηκαν χωρίζονται στα ρευστά προς χρήση σε κύκλους μονής βαθμίδας και εναλλακτικές διαμορφώσεις κύκλων, όπως διπλής βαθμίδας, μισής και ούτω καθεξής. Οι παρεχόμενες πληροφορίες περιλαμβάνουν λεπτομέρειες σχετικά με τις διενεργηθείσες έρευνες, τις συνθήκες λειτουργίας που ελέγχθηκαν, τα κριτήρια που χρησιμοποιήθηκαν για την επιλογή ρευστών προς χρήση και εκείνα που επιλέχθηκαν ως υψηλής αποδοτικότητας επιλογές είτε πειραματικά είτε σε μελέτες προσομοίωσης. Αναφέρεται επιπλέον έρευνα σχετικά με τις θερμοδυναμικές ιδιότητες των οργανικών ρευστών που είναι κατάλληλα

για διεργασίες ABR σχετικά με τις ιδιότητές του βάση μετρήσεων, τις πειραματικές συνθήκες και τους τύπους θερμοδυναμικών μοντέλων που αναπτύχθηκαν ή χρησιμοποιήθηκαν. Στη συνέχεια αναλύονται τα χαρακτηριστικά των διαφόρων διαγραμμάτων ροής διεργασιών που χρησιμοποιούνται με οργανικά ρευστά. Τέλος, τα χαρακτηριστικά των εφαρμογών ABR βιομηχανικής κλίμακας έχουν αναφερθεί ότι παρακινήσουν την έρευνα σε συστήματα βιομηχανικής/εμπορικής κλίμακας.

2. Ανασκόπηση των υγρών εργασίας που χρησιμοποιούνται στα συστήματα ψύξης απορρόφησης

2.1. Συστήματα ψύξης απορρόφησης μονής επίδρασης

Η ενότητα αυτή παρέχει μια πλήρη ανασκόπηση και συζήτηση όσον αφορά τα μείγματα των ρευστών προς χρήση, των χαρακτηριστικών των διεργασιών και των συνθηκών που εμπεριέχονται στη δημοσιευμένη βιβλιογραφία για τα συστήματα ψύξης απορρόφησης. Ο πίνακας 1 παρουσιάζει αυτές που χρησιμοποιούνται στα συστήματα μονής βαθμίδας. Ο πίνακας 2 παρουσιάζει τις συνθήκες λειτουργίας και τα χαρακτηριστικά που αντιστοιχούν σε κάθε διεργασία και περιλαμβάνει περαιτέρω πληροφορίες σχετικά με κύκλους διαφορετικούς από αυτούς της μονής βαθμίδας. Τα μεταγενέστερα εξετάζονται στο τμήμα 2.2, ενώ ο πίνακας 3 δείχνει τα αντίστοιχα ρευστά προς χρήση. Οι πίνακες A1 και A2 παρουσιάζουν τη συντομογραφία, την ονομασία της χημικής ουσίας και τη δομή κάθε ψυκτικού μέσου και απορροφητικού.

2.1.1. Πειραματικές έρευνες

Ο Tyagi [8] διερευνά έναν κύκλο ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας λαμβάνοντας υπόψη πολλά ρευστά προς χρήση. Αυτά που εξετάζονται εδώ περιλαμβάνουν μόνο οργανικά ψυκτικά και αμμωνία, ενώ το διοξείδιο του θείου αξιολογείται επίσης ως ψυκτικό στο Ref. [8]. Επιπλέον, το θειοκυανικό νάτριο θεωρείται επίσης ως απορροφητικό μέσο, παρουσιάζει τη μέγιστη COP σε μίγματα με NH_3 , σε σύγκριση με όλους τους άλλους συνδυασμούς. Ο συγγραφέας σημειώνει ότι υπάρχει μεγάλη πιθανότητα πληρότητας των σωλήνων λόγω κρυστάλλωσης, επομένως θα πρέπει να αποφεύγεται. Τα R22 / DMF και R22 / DMA προτείνονται ως καλές επιλογές αντί της αμμωνίας, καθώς δεν χρειάζονται διόρθωση. Οι Fatouh και Murthy [19] διερευνούν δύο μίγματα βασισμένα στο R22 σε έναν μονής βαθμίδας ψύκτη απορρόφησης. Οι συγγραφείς παρέχουν μια πολύ λεπτομερή επισκόπηση της πειραματικής μονάδας με όλους τους τύπους εξοπλισμού, υλικών και προδιαγραφών που χρησιμοποιούνται. Οι μετρήσεις πίεσης, θερμοκρασίας και συγκέντρωσης χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των θερμικών απαιτήσεων από ενεργειακά ισοζύγια. Ο πειραματισμός περιλαμβάνει δύο περιπτώσεις χρήσης νερού ψύξης μια περίπτωση όπου ρέει πρώτα μέσω του συμπυκνωτή και στη συνέχεια μέσω του απορροφητή και μια άλλη περίπτωση όπου ο απορροφητής ψύχεται πριν από τον συμπυκνωτή. Για το R22-DMETEG (διμεθυλαιθέρας τετρααιθυλενογλυκόλης) η θερμοκρασία του εξατμιστή είναι $0-10^\circ\text{C}$ για COP $0,2-0,36$. Για R22-DMA (διμεθυλοκεταμίδιο) η θερμοκρασία του εξατμιστή είναι $-10-10^\circ\text{C}$ για COP $0,3-0,45$. Ο λόγος κυκλοφορίας κυμαίνεται μεταξύ 5 και 20 και στις δύο περιπτώσεις. Ένας ενδεικτικός αριθμός σχετικά με τις λαμβανόμενες ταχύτητες ροές είναι η μέγιστη χωρητικότητα της αντλίας διαλύματος στα 200 l/h .

Οι Muthu και άλλοι [31] αξιολογούν πειραματικά ένα σύστημα ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας με R134a / DMAC (διμεθυλοκεταμίδιο). Οι συγγραφείς διαπιστώνουν ότι σε μεσαίες θερμοκρασίες και θερμοκρασίες λειτουργίας 30 και 80°C και εισαγωγή θερμότητας 4 kW , το

σύστημα επιτυγχάνει σταθερή κατάσταση σε 2 ώρες και θερμοκρασία εξατμιστή -4°C . Αξίζει να σημειωθεί ότι δεν χρειάζεται καμία ανόρθωση, παρά το γεγονός ότι οι ατμοί που εξέρχονται από τον αναγεννητή περιλαμβάνουν DMAC (διμεθυλοκεταμίδιο).

Οι Balamurugan και Mani [33] διεξάγουν πειραματική έρευνα του μείγματος R134a / DMF (Διμεθυλομεθαναμίδιο) σε μια μονάδα ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας που χρησιμοποιεί ένα διαχωριστή αερίου. Η έρευνα λαμβάνει υπόψη πολλούς δείκτες όσον αφορά την απόδοση της διαδικασίας, συμπεριλαμβάνοντας έτσι τη μάζα και την μετάδοση της θερμότητας, τοποθετώντας τους πάνω από τους συνηθισμένους δείκτες, όπως COP κ.λπ. Η θερμοκρασία του εξατμιστή δεν προσδιορίζεται. Καθώς η θερμοκρασία απορρόφησης δεν προσδιορίζεται, μπορεί να προκύψει από τις εξεταζόμενες θερμοκρασιακές αναλογίες αναγεννητή / απορρόφησης για γνωστές θερμοκρασίες αναγεννητή. Οι συγγραφείς βρίσκουν ότι ο λόγος εκρόφησης και ο αριθμός Sherwood αυξάνονται μαζί με τον αριθμό Reynolds, το αρχικό κλάσμα μάζας διαλύματος και τον λόγο θερμοκρασιών. Μειώνονται με την αύξηση του κινητήριου λόγου πιέσεων.

Οι Mariappan και Annamalai [35] ερευνούν πειραματικά ένα ψυκτικό σύστημα απορρόφησης μονής βαθμίδας 1 τόνου χωρητικότητα ψύξης χρησιμοποιώντας ψυκτικό μέσο R134a/DMF. Οι συγγραφείς παρέχουν μια πολύ λεπτομερή περιγραφή της πειραματικής διάταξης, υποδεικνύοντας ότι το καθαρό ψυκτικό μέσο κυκλοφορεί στο κύκλωμα του ψυκτικού. Διαχωριστής δεν απεικονίζεται μετά τον αναγεννητή στο παρεχόμενο διάγραμμα. Ωστόσο, να σημειωθεί ότι ένας ανορθωτής μπορεί να είναι απαραίτητος για να καταστήσει το σύστημα ανταγωνιστικό. Εκτιμούν το σύστημα για χωρητικότητα ψύξης μεταξύ 2 και 5 kW, μεταβάλλοντας τη ροή ψυκτικού μεταξύ 0,03-0,09 m³/h, παροχή διαλύματος μεταξύ 0,16-1,6 m³/h, θερμοκρασία ζεστού νερού (πηγή θερμότητας) στους 67–95 °C, παροχή ζεστού νερού 2,45 m³/h και θερμοκρασία νερού ψύξης μεταξύ 15-30 °C. Εναλλαγές αναφέρονται μεταξύ παραμέτρων λειτουργίας όπως COP, λόγος κυκλοφορίας και διαφορά συγκέντρωσης μεταξύ ενός ισχυρού και ενός αδύναμου διαλύματος και των θερμοκρασιών των διαφόρων σταδίων της διαδικασίας.

2.1.2. Θεωρητικές έρευνες

Οι Fatouh και Murthy [20] πραγματοποιούν μία ανάλυση βασισμένη σε προσομοίωση ενός συστήματος ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας λαμβάνοντας υπόψη τρία μίγματα με βάση το R22 που φαίνονται στον Πίνακα 2. Οι συγγραφείς παρατηρούν ότι το πλεονέκτημα αυτών των μιγμάτων είναι η ικανότητά τους να παράγουν ψύξη από πολύ χαμηλότερη πηγή θερμότητας σε σχέση με τα LiBr-H₂O και NH₃-H₂O. Η ικανότητα ψύξης είναι 1 kW, ο λόγος κυκλοφορίας κυμαίνεται μεταξύ 1-10 και το φορτίο θερμότητας του αναγεννητή μεταξύ 1,3-2,2 kW. Καθώς οι διαφορετικές θερμοκρασίες ποικίλλουν, ο COP κυμαίνεται επίσης μεταξύ 0,55-0,75. Τα R22-DMA και R22-DMETEG βρέθηκαν να παρουσιάζουν καλύτερη απόδοση από το R22-DMF. Συγκεκριμένα, το R22-DMETEG παρουσιάζει χαμηλή αναλογία κυκλοφορίας σε χαμηλής ποιότητας πηγή θερμότητας, ενώ το R22-DMA αποδίδει καλύτερα όσον αφορά την απόδοση COP και της αποδοτικότητας του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου.

Οι Fatouh και Murthy [21] επιλέγουν και διερευνούν τα μίγματα ρευστών προς χρήση στην επόμενη εργασία τους από την Αναφορά [20] βάση της αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη θερμότητας, καθώς και την αποτελεσματικότητα μεταφοράς μάζας του απορροφητή και του αναγεννητή. Η θερμοκρασία του εξατμιστή βρίσκεται στο ίδιο εύρος συγκριτικά των εργασιών του Fatouh και Murthy [20], ενώ οι θερμοκρασίες απορροφητή και συμπυκνωτή διατηρούνται σταθερές στους 30 °C. Η θερμοκρασία του αναγεννητή κυμαίνεται άνω των 100 °C. Η αποτελεσματικότητα των συστατικών κυμαίνεται μεταξύ 0,1 και 0,9 για ένα συστατικό κάθε

φορά, ενώ η αποτελεσματικότητα των άλλων συστατικών διατηρείται σταθερή στα 0,85. Οι λόγοι κυκλοφορίας κυμαίνονται μεταξύ 3 και 50, ενώ το θερμικό φορτίο του αναγεννητή κυμαίνεται μεταξύ 1,5 και 5 kW. Ο COP κυμαίνεται μεταξύ 0,2 και 0,7, ενώ τιμές αναφέρονται επίσης για το φορτίο θερμότητας του απορροφητή, τη λειτουργία του διαλύματος στον εναλλάκτη θερμότητας και την αποδοτικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου. Οι συγγραφείς ερευνούν πώς συμπεριφέρονται τα τρία ρευστά που χρησιμοποιούνται, υπό διαφορετικές συνθήκες και προτείνουν διάφορες διαδρομές όσον αφορά την ροή του νερού (π.χ. μέσω του συμπυκνωτή πριν από τον απορροφητή) βάσει αυτών των συνθηκών.

Οι Fatouh και Murthy [22] παρουσιάζουν ένα τελικό ερευνητικό έγγραφο όπου διερευνούν και πάλι τα τρία μίγματα από την εργασία Fatouh και Murthy [20], λαμβάνοντας υπόψη διαφορετικές θερμοκρασίες απορροφητή και συμπυκνωτή μέσω διαφορετικών τρόπων χρήσης του νερού ψύξης. Η αποτελεσματικότητα του διαλύματος στον εναλλάκτη θερμότητας είναι 0,85 (το ίδιο όπως σε όλες τις προηγούμενες εργασίες), ενώ η αποτελεσματικότητα της μεταφοράς μάζας είναι ίση με 1 για έξοδο ψύξης 1 kW. Η αναλογία κυκλοφορίας είναι άνω των 60, ενώ το θερμικό φορτίο του αναγεννητή φτάνει άνω των 3 kW και οι COP φτάνουν λίγο πάνω από 0,75.

Οι Songara κ.ά. [25] διερευνούν έναν κύκλο μονής βαθμίδας λαμβάνοντας υπόψη και συγκρίνοντας δύο ρευστά. Ο κύκλος δεν λαμβάνει υπόψη την ανόρθωση. Οι έρευνες εξετάζουν τρεις περιπτώσεις. Αρχικά οι θερμοκρασίες απορροφητή και συμπυκνωτή είναι ίσες και άλλες θερμοκρασίες λειτουργίας διατηρούνται σταθερές. Στη δεύτερη περίπτωση η θερμοκρασία του συμπυκνωτή μεταβάλλεται ενώ η θερμοκρασία του απορροφητή και οι άλλες παράμετροι λειτουργίας είναι σταθερές. Στην τρίτη περίπτωση η θερμοκρασία του απορροφητή ποικίλλει διατηρώντας σταθερές τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή και άλλες παραμέτρους λειτουργίας. Σε όλες αυτές τις περιπτώσεις οι συγγραφείς εξετάζουν διάφορα κριτήρια που αναφέρονται στον Πίνακα 2 για την αξιολόγηση του κύκλου. Το συμπέρασμα είναι ότι το R134a / DMA είναι ένα πολλά υποσχόμενο μείγμα όπου ο COP είναι πιο ευαίσθητος στην θερμοκρασία του συμπυκνωτή παρά στη θερμοκρασία απορροφητή. Ως αποτέλεσμα, σε μια σειρά ενεργειών το νερό ψύξης πρέπει να ρέει πρώτα μέσω του συμπυκνωτή και μετά μέσω του απορροφητή. Επιπλέον σημειώθηκε ότι είναι σε θέση να λειτουργεί υπό χαμηλής ποιότητας πηγή θερμότητας, αλλά λόγω των χαμηλών πιέσεων κορεσμού, ο COP μπορεί να βελτιωθεί από κύκλους πολλαπλών σταδίων.

Οι Pilatowsky κ.ά. [27] διερευνούν έναν κύκλο μονής βαθμίδας, το σύστημα ψύξης ηλιακής απορρόφησης με MAM(οξική μεθυλαζοξυμεθανόλη)/ H₂O ως ρευστό χρήσης. Η διαδικασία ενσωματώνει έναν ανορθωτή υπό την προϋπόθεση ότι μετά το ψυκτικό θα είναι καθαρό. Οι συγγραφείς συγκρίνουν την απόδοση ενός βασικού κύκλου με έναν που περιλαμβάνει εναλλάκτη θερμότητας, με τον τελευταίο να παρουσιάζει υψηλότερο COP. Το προτεινόμενο ρευστό προς χρήση παρουσιάζει μέτριες πιέσεις λειτουργίας σε σύγκριση με το NH₃ / H₂O και ως εκ τούτου προτείνεται ως εναλλακτική λύση. Ο Yokozeki [28] ερευνά 25 μίγματα οργανικών ρευστών σε ένα σύστημα ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας και συγκρίνει την απόδοσή τους με τα H₂O / LiBr και NH₃ / H₂O. Οι θερμοκρασίες του αναγεννητή, του συμπυκνωτή, του απορροφητή και του εξατμιστή είναι 100, 40, 30 και 10 ° C, αντίστοιχα για 1 kg/s ψυκτικού. Η ανόρθωση δεν λαμβάνεται υπόψη για κανένα μείγμα και θεωρείται ότι το απορροφητικό μέσο όταν έχουμε ατμό είναι αμελητέο. Αυτό σημαίνει ότι η απόδοση ορισμένων μιγμάτων μπορεί να υπερεκτιμηθεί και να μην ληφθεί υπόψη η επίδραση της στήλης ανόρθωσης. Οι συντάκτες σημειώνουν ότι σε αναζήτηση για έναν καλό απορροφητή, σημαντικές ιδιότητες περιλαμβάνουν καλή διαλυτότητα για το ψυκτικό και υψηλή θερμοκρασία σημείου ζέσεως μεταξύ των δύο. Η καλή διαλυτότητα (ή απορρόφηση) αντιστοιχεί σε κοίλες-ανοδικές ή σχεδόν γραμμικές παραλλαγές πίεσης ατμών και μικρή απόκλιση πίεσης από τον νόμο του Raoult. Με βάση την

παρακολούθηση του διαγράμματος VLE, οι συγγραφείς επισημαίνουν ότι το R134a / DMF μπορεί να απαιτεί ανορθωτή. Το μείγμα R134a / PEB8 εμφανίζει όρια αναμιξιμότητας. Στην πλήρως αναμιξιμη περιοχή του, μπορεί ακόμα να χρησιμοποιηθεί, αλλά η τελική απόδοση της διαδικασίας είναι περιορισμένη. Το υψηλότερο COP παρουσιάζεται από το R22 / DMF, ενώ τα υψηλότερα φορτία ψύξης λαμβάνονται με διαλύματα πενταερυθριτόλης αλλά σε χαμηλό COP. Το R22 / TEGDME παρουσιάζει καλή αναλογία μεταξύ των πιέσεων λειτουργίας, του COP και του φορτίου ψύξης. Τα συμβατικά ρευστά παρουσιάζουν ανώτερη απόδοση, αλλά η σύγκριση ενδέχεται να μην έχει αξιοπιστία λόγω της απουσίας ανορθωτή. Οι Romero κ.ά. [29] επανεξετάζουν το έργο των Pilatowsky κ.ά. [27] με στόχο την παρουσίαση μοντέλων για αρκετές σημαντικές θερμοδυναμικές παραμέτρους που απαιτούνται για προβλέψεις με το μίγμα MAM / H₂O.

Οι Louaer κ.ά.[30] διερευνούν και υποδεικνύουν καινοτόμα και υπάρχον ψυκτικά που συνδυάζονται με γνωστά απορροφητικά σε συστήματα ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας. Τα ψυκτικά προκύπτουν ως συνδυασμοί βασικών λειτουργικών ομάδων, συμπεριλαμβανομένων ατόμων άνθρακα με έναν έως τέσσερις ελεύθερους δεσμούς και φθόριο. Οι συγγραφείς εξετάζουν συνδυασμούς με πάνω από δύο ενδιαμέσες ομάδες που καταλήγουν σε ομάδες φθορίου ή μεθυλίου. Από αυτούς τους συνδυασμούς καταλήγουν με 24 δομές που περιλαμβάνουν γνωστά ψυκτικά όπως τα R32, R152a, R134a, R143a, τα οποία προηγουμένως λαμβάνονταν υπόψη για συστήματα ψύξης απορρόφησης (βλ. Πίνακα 1). Το αρχικό σετ μειώνεται σε 10 υποψήφια άλλα από τα προηγούμενα, τα οποία συνδυάζονται σε 40 μίγματα με 4 γνωστά απορροφητικά, δηλαδή DMAC, NMP, MCL, DMETEG (βλ. Πίνακα 1). Ένας από τους 10 υποψηφίους είναι το R161, ενώ αρκετές δομές μοιάζουν με γνωστά ψυκτικά. Για παράδειγμα, η δομή (CH₃) (C) (F) (F) (CH₃) έχει ένα λιγότερο άτομο F από το R143a, ενώ άλλες δομές περιλαμβάνουν δύο άτομα F μικρότερα από το R143a, ένα άτομο C περισσότερο από το R143a, ένα άτομο C περισσότερο από το R152a και ούτω καθεξής. Τελικά, το R161-DMETEG επιλέγεται μαζί με (CH₃) CF (CH₃) (CH₃) - DMETEG. Το τελευταίο ψυκτικό μπορεί να θεωρηθεί ως παραλλαγή του R143a όπου δύο άτομα F αντικαθίστανται από δύο ομάδες CH₃. Οι συγγραφείς επισημαίνουν ότι τα ρευστά προς χρήση πρέπει να παρουσιάζουν μεγάλη καμπύλη αναμιξιμότητας με χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία διαλύματος εντός του εύρους θερμοκρασίας απορρόφησης και τιμές χαμηλού συντελεστή δραστηριότητας για διευκόλυνση της απορρόφησης.

Οι He κ.ά. [32] διερευνούν ένα σύστημα ψύξης ηλιακής απορρόφησης μονής βαθμίδας, λαμβάνοντας υπόψη τρία ρευστά. Η ψυκτική ικανότητα είναι 1 kW, και οι συγγραφείς συμπεραίνουν ότι δεν υπάρχει απορροφητικό στον βρόχο ψυκτικού, παραλείποντας έτσι τον ανορθωτή. Η απόδοση αξιολογείται λαμβάνοντας υπόψη τον COP και τον λόγο κυκλοφορίας ως κριτήρια. Το R134a / DMF παρουσιάζει πολύ καλή απόδοση στα επίπεδα θερμοκρασίας που ερευνήθηκαν.

Οι Roy και Maiya [34] διερευνούν ένα σύστημα ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας με το R134a / DMAC. Ο σκοπός της εργασίας είναι να εκτιμήσει τη χρήση ενός ανορθωτή ως μέρος του συστήματος, προκειμένου να αποφευχθεί η ύπαρξη DMAC στο κύκλωμα ψύξης. Το τελευταίο προκαλεί προβλήματα στον εξατμιστή. Το DMAC δεν εξατμίζεται στον εξατμιστή λόγω υψηλού σημείου βρασμού, απαγορεύοντας στο R134a να εξατμιστεί πλήρως και να οδηγήσει σε απώλειες ψύξης. Για την ανάκτηση των απωλειών ψύξης, οι συγγραφείς προτείνουν τη χρήση ενός εναλλάκτη θερμότητας κορεσμένου ατμού μεταξύ του εξατμιστή και του απορροφητή, συνεπώς ξανά θερμαίνοντας το R134a που απέμεινε. Αυτή η επαναθέρμανση επιτυγχάνεται με θέρμανση του υγρού μέρους του ψυκτικού με το συμπύκνωμα που προέρχεται από τον συμπυκνωτή, πριν εισέλθει στον εξατμιστή. Οι συγγραφείς σημειώνουν ότι το DMAC

διαφεύγει στον ατμό του ψυκτικού παρά τη χρήση ανορθωτή και την πολύ υψηλή διαφορά σημείου βρασμού των R134a και DMAC, που είναι 191 ° C. Η απώλεια ψύξης στον εξατμιστή κυμαίνεται μεταξύ 1 και 7% της ψυκτικής ικανότητας και αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του αναγεννητή. Η Tora [10] προτείνει μια συστηματική προσέγγιση επιλογής για τον προσδιορισμό των ρευστών προς χρήση κατάλληλων για συστήματα ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας, τα οποία διαφέρουν σημαντικά από τα υγρά που εξετάζονται στη δημοσιευμένη βιβλιογραφία. Ο έλεγχος επιλογής που προτείνει η Tora υλοποιείται σε τρία βήματα:

1. Τα ψυκτικά πρώτα αναγνωρίζονται χρησιμοποιώντας ιδιότητες καθαρού συστατικού ως κριτήρια απόδοσης, ξεχωριστά από τα απορροφητικά.
2. Εν συνεχεία τα απορροφητικά ταυτοποιούνται λαμβάνοντας υπόψη μόνο τη διαλυτότητά τους στα ψυκτικά μέσα που είχαν προηγουμένως προσδιοριστεί.
3. Λίγα μίγματα ψυκτικών-απορροφητών σχηματίζονται και στη συνέχεια δοκιμάζονται σε προσομοιώσεις διεργασίας ABR για τον προσδιορισμό του COP τους.

Σε αυτήν την προσέγγιση οι ιδιότητες χρησιμοποιούνται ως κριτήρια στην επιλογή ρευστού και σε κάθε βήμα αντικατοπτρίζουν τις απαιτήσεις των συστημάτων ψύξης απορρόφησης, αποτυπώνοντας βασικούς οδηγούς λειτουργίας της διαδικασίας. Τα ψυκτικά και τα απορροφητικά επιλέγονται μέσω μιας προσέγγισης δημιουργίας και δοκιμής χρησιμοποιώντας ένα λογισμικό μοριακού σχεδιασμού που διατίθεται στο εμπόριο. Το μοντέλο ενός κύκλου μονής επίδρασης φαίνεται οπτικά (από τα στιγμιότυπα του εμπορικού λογισμικού που χρησιμοποιείται για τις προσομοιώσεις) να χρησιμοποιεί κλασματική στήλη σαν τον αναγεννητή. Η κατασκευή της στήλης και οι ρυθμίσεις λειτουργίας είναι ασαφείς. Τελικά, ένα μείγμα ν-βουτανίου / αιθανόλης επιλέγεται ως η καλύτερη επιλογή, η οποία επιτρέπει την παροχή ψύξης σε θερμοκρασία χαμηλότερη από LiBr / H₂O αλλά με χαμηλότερο COP από NH₃ / H₂O.

2.1.3. Πειραματικές και θεωρητικές έρευνες

Οι Ando και Takeshita [12] ερευνούν διάφορους απορροφητές σε μίγματα με το R22 ως ρευστά για χρήση για αντλίες θερμότητας απορρόφησης με αέριο ως καύσιμο. Ο Πίνακας 1 απεικονίζει τα εξεταζόμενα ζεύγη. Μεταξύ των υποψηφίων, τα περισσότερα αποβάλλονται λόγω θερμικής αστάθειας, ενώ το TEGDME αποβάλλεται λόγω ανεπαρκούς διαλυτότητας με το R22. Το επιλεγμένο απορροφητικό είναι DEGDME, για το οποίο οι συγγραφείς αντλούν πειραματικά δεδομένα σχετικά με ιδιότητες όπως η τάση ατμών, η θερμική χωρητικότητα και η θερμότητα ανάμιξης. Τα δεδομένα στη συνέχεια τοποθετούνται σε προγνωστικά πολυώνυμα. Οι Takeshita κ.ά. [13] χρησιμοποιούν το R22 / DEGDME στην προσομοίωση και τον έλεγχο μιας πρωτότυπης αντλίας θερμότητας που μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για ψύξη όσο και για θέρμανση. Η διάταξη του συστήματος φέρει τα κύρια συστατικά ενός ψυκτικού απορρόφησης μονής επίδρασης. Οι ακόλουθες παρατηρήσεις παρέχουν πληροφορίες σχετικά με τη διάταξη του συστήματος, ειδικά όσον αφορά τον ανορθωτή. Τέτοιες πληροφορίες είναι χρήσιμες για τη μοντελοποίηση του συστήματος.

- Ο ατμός του ψυκτικού περιέχει κάποιο απορροφητικό, το οποίο μειώνει το αποτέλεσμα ψύξης.
- Το χρησιμοποιούμενο ρευστό απαιτεί μια στήλη ανόρθωσης παρά την πολύ μεγάλη διαφορά θερμοκρασίας του σημείου βρασμού (περίπου 200 ° C).
- Ο ανορθωτής είναι μια γεμάτη στήλη με αναρροή.
- Το διάλυμα που θερμαίνεται από τον αναγεννητή (εξωτερικά της στήλης) τροφοδοτείται στο κάτω μέρος της στήλης, όπου η υγρή φάση τροφοδοτείται μέσω του εναλλάκτη θερμότητας ενώ στην φάση του ατμού φεύγει από την κορυφή του ανορθωτή.

• Το διάλυμα που επιστρέφει από τον απορροφητή χωρίζεται σε ένα ρεύμα που τροφοδοτείται αντίθετα προς τον εναλλάκτη θερμότητας και ένα ρεύμα που τροφοδοτείται στην κορυφή της στήλης (δηλαδή η αναρροή).

Το σύστημα έχει χωρητικότητα ψύξης περίπου 4.000 kcal / h με πλούσιο ρυθμό ροής 300 kg / h και συνολικό COP 0,55 (συμπεριλαμβανομένης της απόδοσης καύσης). Οι συγγραφείς δοκιμάζουν επίσης το TEGDME ως εναλλακτική λύση στο DEGDME, αλλά παρατηρείται μείωση της απόδοσης. Είναι ακόμη σαφές από αυτήν την έρευνα ότι σημαντικά κριτήρια για την επιλογή μειγμάτων απορρόφησης ψύξης περιλαμβάνουν τα ακόλουθα:

- Μεγάλη διαφορά θερμοκρασίας σημείου βρασμού μεταξύ ψυκτικού και απορροφητικού, για διευκόλυνση του διαχωρισμού.
- Θερμική σταθερότητα στις συνθήκες της διαδικασίας.
- Επαρκής αναμιξιμότητα μεταξύ ψυκτικού και απορροφητικού.

Οι Borde κ.ά. [18] προσομοιώνουν τη διαδικασία απορρόφησης ενός σταδίου που χρησιμοποιείται για την ψύξη. Οι συγγραφείς ερευνούν το ψυκτικό R134a με τρία διαφορετικά απορροφητικά που αναφέρονται στον Πίνακα 2. Ένα επιπλέον χαρακτηριστικό για τα κατά τα άλλα συμβατικά συστατικά της διαδικασίας είναι η χρήση ενός μπέκ. Αυτό χρησιμοποιείται για τη μείωση της πίεσης του αδύναμου διαλύματος και την ανάμιξη με τον ατμό ψυκτικού που προέρχεται από τον εξατμιστή, πριν από την είσοδο στον απορροφητή. Διευκολύνει την ανάμιξη των δύο ρευμάτων, επιτρέποντας καλύτερη απορρόφηση του ψυκτικού και μειώνοντας το μέγεθος του απορροφητή. Από την άλλη πλευρά, δεν αναφέρεται ανορθωτής μετά τον αναγεννητή. Οι συγγραφείς πρώτα διερευνούν τη σταθερότητα των μιγμάτων σε δοκιμές στους 200 ° C για πάνω από 6 ώρες και δεν βρίσκουν αλλαγές στις φάση ατμού και υγρής φάσης, χρησιμοποιώντας χρωματογραφική ανάλυση αερίου. Πρόσθετες δοκιμές πραγματοποιούνται σε γυάλινους σωλήνες για αρκετές ημέρες για τον έλεγχο των αλλαγών στο χρώμα, της θολότητας του ρευστού και της δημιουργίας κρυστάλλων. Δεν βρέθηκαν τέτοιες αλλαγές. Ο COP και ο λόγος κυκλοφορίας (ρυθμός ροής μάζας ισχυρού διαλύματος έναντι αυτού του ψυκτικού) διερευνώνται επίσης σε σχέση με τη θερμοκρασία του αναγεννητή. Το τελευταίο κυμαίνεται μεταξύ 80 και 150 ° C και ο μέγιστος COP είναι κοντά στο 0,5 για το R134a / DMEU. Εντός του ίδιου εύρους θερμοκρασίας, ο λόγος κυκλοφορίας κυμαίνεται μεταξύ περίπου 4-12. Η χαμηλότερη τιμή (υψηλότερος ρυθμός ροής ψυκτικού) επιτυγχάνεται πάντα με το R134a-DMETEG.

Οι Borde κ.ά. [24] διερευνούν τη χρήση του R124 ως ψυκτικού σε μίγματα με διάφορα διαφορετικά απορροφητικά που φαίνονται στον Πίνακα 2. Οι αναλυτές πραγματοποιούν πρώτα πειραματικές μετρήσεις συνθέσεων ισοζυγίων, πίεσης, πυκνότητας και ιξώδους, καθώς και δοκιμές θερμικής σταθερότητας στους 200 ° C για 6 ώρες. Η αέρια φάση βρέθηκε να είναι σταθερή. Η καθίζηση παρατηρείται στην υγρή φάση, κυμαινόμενη από ήπια σε R124-DMAC σε έντονη στο R124-DMEU. Η προσθήκη ενός σταθεροποιητικού παράγοντα οδηγεί σε βελτίωση σε ορισμένες περιπτώσεις. Στη συνέχεια αναπτύσσεται ένα μοντέλο συστήματος απορρόφησης μονής επίδρασης με μπεκ για την αξιολόγηση της απόδοσης των διαφόρων μιγμάτων χρησιμοποιώντας τον COP και τον λόγο κυκλοφορίας ως κριτήρια απόδοσης. Τα R124-NMP και R124-DMEU εμφανίζουν COP κοντά σε 0,55 σε θερμοκρασία αναγέννησης 100 ° C. Και τα δύο αυτά μείγματα παρουσιάζουν αναλογίες κυκλοφορίας μικρότερες από 2 σε θερμοκρασία αναγέννησης 150 ° C. Οι αναλυτές βρίσκουν ότι το R124-DMAC παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση COP, αναλογία κυκλοφορίας και θερμική σταθερότητα, ακολουθούμενο από το R124-NMP.

Οι Deng κ.ά. [36] διερευνούν πειραματικά το VLE των μιγμάτων ψυκτικού από R161 με DMF και DMEDEG. Τα δεδομένα στη συνέχεια χρησιμοποιούνται για προβλέψεις ιδιοτήτων για την

αξιολόγηση της απόδοσής τους σε ένα μοντέλο ενός συστήματος ψύξης απορρόφησης μονής επίδρασης. Το σύστημα περιλαμβάνει έναν ανορθωτή. Οι αναλυτές βρίσκουν ότι το σύστημα R161 / DMEDEG παρουσιάζει καλύτερη απόδοση.

2.1.4. Εργαζόμενα ρευστά σε παρόμοια συστήματα

Εκτός από συστήματα απορρόφησης που χρησιμοποιούνται για ψύξη, τα κατάλληλα ρευστά προς χρήση χρησιμοποιούνται επίσης σε συστήματα θέρμανσης με βάση την αρχή λειτουργίας των συστημάτων απορρόφησης. Η αρχή λειτουργίας είναι παρόμοια, συνεπώς σημαντικές γνώσεις μπορούν να προέρχονται από τέτοια συστήματα. Οι Dan και Murthy [14] διερευνούν μια αντλία θερμότητας απορρόφησης ατμών. Η μονάδα είναι ένα σύστημα μονής επίδρασης, το οποίο χρησιμοποιείται για την μεταφορά θερμότητας, επομένως οι τιμές και οι χωρητικότητα εξόδου δεν είναι σχετικές σε αυτό το έργο.

Οι Dan και Murthy [15] διερευνούν, μέσω προσομοιώσεων, μια αντλία θερμότητας απορρόφησης ατμών με R21 και R22, σε συνδυασμό με δύο απορροφητικά που φαίνονται στον Πίνακα 2. Η εργασία είναι παρόμοια με τους Dan και Murthy [14]. Οι Stephan και Hengerer [16] διερευνούν έναν μετασχηματιστή θερμότητας απορρόφησης για αναβάθμιση θερμότητας. Παρά τον διαφορετικό σκοπό λειτουργίας σε σύγκριση με την ψύξη απορρόφησης, οι γνώσεις σχετικά με το χρησιμοποιούμενο ρευστό είναι χρήσιμες. Το μείγμα TFE / H₂O / E181 προτείνεται ως ρευστό για χρήση. Τα πλεονεκτήματα του TFE περιλαμβάνουν πλήρη αναμιξιμότητα με το E181 σε ολόκληρο το εύρος συγκέντρωσης, θερμική και χημική σταθερότητα έως 200 ° C και χωρίς διαβρωτικότητα. Επιπλέον, το μείγμα είναι συμβατό με κοινό χάλυβα και πιέσεις ελαφρώς πάνω από την ατμοσφαιρική που επιτρέπουν τη χρήση λεπτότερων σωληνώσεων και μικρότερων αντλιών ρευστών. Από την άλλη πλευρά, η χαμηλή θερμική αγωγιμότητα και η ενθαλπία εξάτμισης του TFE αντιμετωπίζονται χρησιμοποιώντας H₂O στο μείγμα. Λόγω της μεγάλης διαφοράς σημείου βρασμού μεταξύ TFE και E181, η διαδικασία δεν χρειάζεται ανορθωτή.

Οι Fatouh και Murthy [17] διερευνούν περαιτέρω σε προσομοιώσεις μία μονής βαθμίδα, αντλία θερμότητας απορρόφησης ατμών χρησιμοποιώντας R22 και πολλά από τα απορροφητικά που φαίνονται στον Πίνακα 2. Το σύστημα χρησιμοποιείται ξανά για παροχή θέρμανσης, χωρίς τη χρήση στήλης διόρθωσης μετά τον αναγεννητή. Οι αναλυτές σημειώνουν ότι το ρεύμα ψυκτικού που εξέρχεται από τον αναγεννητή είναι καθαρό. Ωστόσο, η χρήση του R22-DEGDME απαιτεί ανορθωτή όπως φαίνεται στους Takeshita κ.ά. [13], ως εκ τούτου το καθαρό ψυκτικό μετά τον αναγεννητή είναι σαφώς μια υπόθεση. Ένα σημαντικό συμπέρασμα αυτής της εργασίας είναι ότι η αλλαγή στη θερμότητα της ανάμιξης είναι μια σημαντική παράμετρος που επηρεάζει την απόδοση τέτοιων συστημάτων.

Οι Coronas κ.ά. [23] εκτελούν μια βασισμένη σε προσομοίωση διερεύνηση μιγμάτων TFE-TEGDME ή TFE-H₂O-TEGDME σε αντλία θερμότητας απορρόφησης ενός σταδίου με μερικό εξατμιστή. Το σύστημα χρησιμοποιείται για αναβάθμιση θερμότητας από 80 ° C σε 120 ° C, επομένως δεν χρησιμοποιείται για ψύξη. Ωστόσο, οι αναλυτές σημειώνουν ότι τα εξεταζόμενα μείγματα είναι καλοί υποψήφιοι για αντικατάσταση του LiBr-H₂O ή του NH₃-H₂O επειδή δεν είναι διαβρωτικοί, είναι αναμίξιμοι σε ένα ευρύ φάσμα θερμοκρασιών και σταθεροί έως και 250 ° C. Η προσθήκη H₂O σε TFE ως μικτό ψυκτικό βελτιώνει τη χαμηλή θερμική αγωγιμότητα και την ενθαλπία εξάτμισης του TFE.

Οι Yin κ.ά. [26] διερευνούν έναν μετασχηματιστή θερμότητας απορρόφησης μονής επίδρασης που χρησιμοποιείται για την αναβάθμιση της απορριπτόμενης θερμότητας, που παρέχεται στον αναγεννητή και στον εξατμιστή. Από την άποψη αυτή, οι παράμετροι λειτουργίας του

συστήματος δεν είναι σχετικές. Οι ερευνητές συγκρίνουν το H₂O / LiBr με τρία μείγματα οργανικών ρευστών. Σημαντικές πληροφορίες σχετικά με την απόδοση των ρευστών προς χρήση περιλαμβάνουν την ανάγκη για ανορθωτή στην περίπτωση του TFE / NMP, η οποία δεν έχει διερευνηθεί. Τα πλεονεκτήματα των τριών οργανικών υγρών περιλαμβάνουν υψηλή θερμοκή σταθερότητα, υψηλή θερμοκρασία εξόδου (η οποία είναι επιθυμητή σε αυτήν την περίπτωση), επίπεδη καμπύλη τάσης ατμών και ισχυρή αρνητική απόκλιση από τον νόμο του Raoult. Τα οργανικά ρευστά είναι πιο κατάλληλα για υψηλότερες θερμοκρασίες από το H₂O / LiBr λόγω θερμοκής σταθερότητας και έλλειψης θεμάτων κρυστάλλωσης. Αυτό οδηγεί τους αναλυτές να προτείνουν τη χρήση ενός συστήματος διπλού σταδίου όπου το πρώτο στάδιο λειτουργεί με H₂O / LiBr ενώ το δεύτερο στάδιο λειτουργεί με ένα δευτερεύον, οργανικό μείγμα.

2.1.5. Βασικές παρατηρήσεις

Συνοψίζοντας αυτήν την ενότητα, οι πειραματικές έρευνες παρέχουν σημαντικές πληροφορίες σχετικά με διάφορες πτυχές, εκτός από την απόδοση των διαδικασιών ABR. Ειδικότερα, δείχνουν ότι η θερμοκή σταθερότητα και γενικά η ανθεκτικότητα των ρευστών χρήσης υπό έντονες θερμοκρασίες και αλλαγές πίεσης είναι πολύ σημαντικές. Επιπλέον, οι μετρήσεις μεταφοράς μάζας και θερμότητας είναι εξίσου σημαντικές με τις γενικές μετρήσεις πίεσης και θερμοκρασίας προκειμένου να προσδιοριστεί η αποτελεσματικότητα και η συμπεριφορά ρευστών χρήσης. Είναι σαφές ότι ένας ανορθωτής πρέπει να ληφθεί υπόψη, αν και πειράματα πραγματοποιούνται σε τουλάχιστον μία περίπτωση χωρίς ανορθωτή [31], όπου η έξοδος ατμού στον αναγεννητή περιέχει απορροφητικό.

Οι έρευνες βάσει μοντέλων χρησιμοποιούν συστήματα μονής επίδρασης για να εκτιμήσουν την απόδοση διαφορετικών ρευστών χρησιμοποιώντας κριτήρια διεργασίας όπως COP, αναλογία κυκλοφορίας και άλλα που αναφέρονται στον Πίνακα 2. Διαφορετικές παράμετροι λειτουργίας όπως θερμοκρασίες, ροές κ.λπ. ποικίλουν ένα ή δύο τη φορά για τη διερεύνηση των προφίλ των κριτηρίων απόδοσης της διαδικασίας που χρησιμοποιήθηκε. Η πλειονότητα των δημοσιευμένων έργων ερευνά λίγους διαφορετικούς συνδυασμούς ψυκτικών / απορροφητικών. Σημαντικές εξαιρέσεις περιλαμβάνουν τα έργα των Louaer κ.α. [30] και Tora [10] που χρησιμοποιούν συστηματικές προσεγγίσεις για την επιλογή ρευστών χρήσης και αναγνωρίζουν είτε νέες δομές υδροφθοράνθρακα ως ψυκτικά είτε ως νέες χημικές οικογένειες τόσο σε ψυκτικά όσο και σε απορροφητικά.

Οι έρευνες που συνδυάζουν και τα δύο πειράματα και τη χρήση μοντέλων περιλαμβάνουν στις περισσότερες περιπτώσεις πειραματικές δοκιμές ιδιοτήτων όπως σταθερότητα ρευστού, καθίζηση και ισορροπία ή άλλες θερμοδυναμικές ιδιότητες. Τα τελευταία χρησιμοποιούνται για να ταιριάζουν σε μοντέλα που χρησιμοποιούνται για σκοπούς πρόβλεψης ιδιοτήτων σε προσομοιώσεις διεργασιών. Υπάρχει μόνο μία περίπτωση [13] που χρησιμοποιεί μια πειραματική ρύθμιση ενός συστήματος μονής επίδρασης που παρέχει πολύ χρήσιμες πληροφορίες σχετικά με τη διαδικασία, συμπεριλαμβανομένης της ανόρθωσης. Μια πολύ σημαντική παρατήρηση σε αυτό το έργο είναι ότι απαιτείται ανορθωτής παρά την πολύ μεγάλη διαφορά θερμοκρασίας σημείου βρασμού περίπου 200 ° C μεταξύ του ψυκτικού και ενός απορροφητικού. Αυτή είναι μια σαφής ένδειξη ότι η παράλειψη ενός ανορθωτή, όπως συμβαίνει στα περισσότερα έργα, και η αυθαίρετη εξέταση του καθαρού ψυκτικού στο κύκλωμα ψύξης μπορεί να επηρεάσει τα αποτελέσματα επιλογής μείγματος.

Επιπλέον, σχεδόν όλα τα συστήματα που έχουν διερευνηθεί είναι μικρής χωρητικότητας ψύξης, επομένως είναι σαφές ότι τα προτεινόμενα υγρά πρέπει επίσης να ληφθούν υπόψη σε διαδικασίες υψηλότερης χωρητικότητας. Τέλος, όλες οι περιπτώσεις που διερευνήθηκαν

βασίζονται στην αξιολόγηση των δεικτών λειτουργίας. Ενώ οι τελευταίες επηρεάζουν την οικονομική απόδοση, οι οικονομικοί δείκτες θα πρέπει επίσης να χρησιμοποιούνται άμεσα για σκοπούς αξιολόγησης μιγμάτων.

2.2. Συστήματα ψύξης απορρόφησης διπλής επίδρασης και άλλες παραλλαγές

Αυτή η ενότητα παρέχει μια περιεκτική ανασκόπηση και συζήτηση των μειγμάτων υγρών εργασίας, των χαρακτηριστικών της διαδικασίας και των συνθηκών που συνεπάγονται στη δημοσιευμένη βιβλιογραφία για συστήματα ψύξης απορρόφησης εκτός των μονής βαθμίδας. Ο πίνακας 2 απεικονίζει τα χαρακτηριστικά, ενώ ο πίνακας 3 απεικονίζει όλα τα εξεταζόμενα υγρά εργασίας.

2.2.1. Πειραματικές και θεωρητικές έρευνες

Οι συνεισφορές σε αυτό το τμήμα είναι πολύ λίγες, ενώ συνδυάζουν πειράματα με μοντέλα με μία εξαίρεση που είναι κυρίως πειραματική εργασία. Αυτός κ.λπ. [44] διερευνά τον κύκλο ψύξης αυτόματης επικάλυψης συμπίεσης απορρόφησης-συμπίεσης με R23/R134a/DMF ως υγρό εργασίας με στόχο την επίτευξη έως και $-63\text{ }^{\circ}\text{C}$ ψύξης. Η κύρια ιδέα πίσω από αυτή τη διαδικασία είναι ότι περιλαμβάνει τόσο ένα χαμηλό όσο και υψηλό ψυκτικό μέσο σημείου βρασμού. Το μείγμα ψυκτικού μέσου περνά μέσα από έναν συμπυκνωτή μετά τον αναγεννητή, όπου ο ατμός ψύχεται και στη συνέχεια χωρίζεται σε χαμηλό σημείο βρασμού του ψυκτικού μέσου, τμήμα ατμού και πλούσιο σε υγρό ψυκτικό μέσο υψηλής περιεκτικότητας σε βραστό σημείο. Στη συνέχεια, τα δύο μέρη ανταλλάσσουν θερμότητα σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, όπου ψύχεται το πλούσιο σε χαμηλό σημείο βρασμού ψυκτικό ρεύμα, πριν από την επέκταση. Το τελευταίο, μετά την επέκταση, οδηγείται στον εξατμιστή, ενώ το πλούσιο σε υψηλό σημείο βρασμού ψυκτικό μέσο οδηγείται στον απορροφητή, όπου τα δύο μέρη στη συνέχεια αναμειγνύονται με το απορροφητικό. Φαίνεται τόσο πειραματικά όσο και θεωρητικά ότι ο νέος κύκλος μπορεί να φτάσει θερμοκρασίες κάτω από $-63\text{ }^{\circ}\text{C}$, πολύ χαμηλότερες από τους $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ενός συμβατικού κύκλου. Αυτός και ο Chen [46] παρουσιάζουν λεπτομερή περιγραφή των πειραμάτων και των αποτελεσμάτων που ελήφθησαν για την ίδια μονάδα όπως στην he κ.α. [44].

Οι Kim κ.ά.[48] ερευνήσαν την απόδοση μιας διπλής βαθμίδας(de-CG σχεδίου, δείτε το επόμενο τμήμα) χρησιμοποιώντας κύκλο TFE/ qui-noline ως μίγμα υγρών. Στο πλαίσιο αυτής της μελέτης, μια απλή εξίσωση για την αξιολόγηση της θερμικής ικανότητας ως συνάρτηση της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης χρησιμοποιείται από τους συγγραφείς. Τα πειραματικά αποτελέσματα που παρουσιάζονται χρησιμοποιούνται για την αξιολόγηση των προτεινόμενων παραμέτρων εξίσωσης με τη μέθοδο του ελάχιστου τετραγώνου. Η απόδοση του κύκλου διπλής βαθμίδας και του μίγματος υγρών εργασίας αξιολογείται σε διάφορους εξατμιστές, η θερμοκρασία του απορροφητή και συμπυκνωτή καθώς επίσης και υψηλής πίεσης θερμοκρασία αναγεννητών. Τα αποτελέσματα περιλαμβάνουν τιμές COP έως 1,53 σε $TE = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $TA = TC = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ και $THG > = 114,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, ενώ τα συνολικά χαρακτηριστικά απόδοσης αποκαλύπτουν τη δυνατότητα εφαρμογής του προτεινόμενου μίγματος.

2.2.2. Θεωρητικές έρευνες

Οι Iyer κ.ά. [37] ερευνήσαν τέσσερις κύκλους σε συνδυασμό με τρία μείγματα οργανικών υγρών εργασίας και δύο ανόργανα, εκ των οποίων τα τελευταία είναι NH_3/NaSCN και $\text{H}_2\text{O} / \text{LiBR}$. Οι κύκλοι είναι το συμβατικό ενιαίο στάδιο, δύο κύκλος επιπέδων πίεσης, ένας ενιαίος κύκλος με τρία επίπεδα πίεσης όπου ο αναγεννητής λειτουργεί σε τρία επίπεδα πίεσης, ο κύκλος διπλού

σταδίου όπου περιλαμβάνεται ένα σύστημα απορροφητή-εκροφητή μεταξύ του εξατμιστή ενός απορροφητή του συμβατικού κύκλου ενός σταδίου και του κύκλου διπλής βαθμίδας (διαμόρφωση DE-CG, βλέπε επόμενο τμήμα) που έχει δύο αναγεννητές. Στον κύκλο διπλού σταδίου το φαινόμενο ψύξης πραγματοποιείται σε δύο συστατικά, δηλαδή τον αποθετήρα και τον εξατμιστήρα. Ο κύκλος διπλής βαθμίδας λειτουργεί σε τρία επίπεδα πίεσης. Στόχος του έργου είναι η ανάπτυξη απλών συσχετίσεων στη θέση των μοντέλων, προκειμένου να προβλεφθεί η απόδοση κάθε κύκλου για κάθε διερευνημένο υγρό εργασίας όσον αφορά τη θερμοκρασία κάθε συσκευής. Ωστόσο, αναφερόμενος στη διαμόρφωση διπλής βαθμίδας, η θερμοκρασία της γεννήτριας χαμηλής πίεσης δεν ενσωματώνεται καθώς οδηγεί σε κακές συσχετίσεις. Το εύρος λειτουργίας επί του οποίου θεωρούνται έγκυρα οι προτεινόμενες εξισώσεις και συντελεστές περιορίζεται στις θερμοκρασίες λειτουργίας που συναντώνται στις πρακτικές ηλιακής ψύξης.

Οι Karthikeyan κ.ά. [38] ερεύνησαν ένα ενιαίο σύστημα απορρόφησης μονής βαθμίδας με μια δεξαμενή μεταφοράς προκειμένου να αντικατασταθεί η αντλία που μετακινεί το ισχυρό διάλυμα από τον απορροφητή στον αναγεννητή. Η δεξαμενή μεταφοράς εκμεταλλεύεται μέρος του ατμού υψηλής πίεσης από τον αναγεννητή για να αντικαταστήσει την αντλία. Μέρος της έρευνας επικεντρώνεται στην ελάχιστη θερμοκρασία του αναγεννητή προκειμένου το σύστημα να είναι λειτουργικό, σημειώνοντας ότι η θερμοκρασία αυτή είναι υψηλότερη από ένα συμβατικό σύστημα μονής βαθμίδας. Οι συγγραφείς διαπιστώνουν ότι το R22/DMA αποδίδει την υψηλότερη COP για χαμηλές θερμοκρασίες εξατμιστή, απορροφητή και συμπυκνωτή. Όταν αυτές οι θερμοκρασίες είναι υψηλές, η υψηλότερη COP λαμβάνεται με R22/DMF.

Ο Jelinek και η Borde [39] διερευνούν διάφορα υγρά εργασίας τόσο σε συστήματα ψύξης απορρόφησης μονής όσο και διπλής βαθμίδας (DS-EC διαμόρφωση, βλ. επόμενη ενότητα). Για την ψυκτική ικανότητα του συστήματος, οι συγγραφείς παρέχουν λεπτομέρειες σχετικά με το ψυκτικό μέσο, το διάλυμα και τις ροές μάζας νερού. Σημειώνουν επίσης ότι οι αναφερόμενες συνθήκες λειτουργίας θεωρούνται σκληρές για ένα σύστημα μονής βαθμίδας, οι υπολογισμένες τιμές COP είναι μικρότερες ή ίσες με 0,5, ενώ ο λόγος κυκλοφορίας είναι πολύ υψηλός. Τα μείγματα που είναι κατάλληλα για τα συστήματα μονής βαθμίδας βασίζονται σε R22 και R124. Η διαδικασία διπλού σταδίου είναι ένας συνδυασμός δύο κύκλων ενός σταδίου όπου ο εξατμιστής του πρώτου συνδυάζεται με τον συμπυκνωτή του δεύτερου. Ο συμπυκνωτής και ο απορροφητής του πρώτου κύκλου είναι αερόψυκτοι, ενώ ο συμπυκνωτής είναι το μόνο υδρόψυκτο συστατικό του δεύτερου κύκλου. Το θερμό αέριο από τον αναγεννητή του δεύτερου κύκλου ψύχεται πρώτα και στη συνέχεια από τον συμπυκνωτή, ο οποίος με τη σειρά του ψύχεται από τον εξατμιστή του πρώτου κύκλου. Τα απορροφητικά R124 ή R22 παρέχουν ικανοποιητική απόδοση στην περίπτωση αυτή, ενώ το R32 δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί. Ενώ η COP του μεμονωμένου κύκλου είναι πάνω από 0,5, η συνολική COP είναι περίπου 0,3 λόγω της ανάγκης εισόδου θερμότητας σε δύο αναγεννητές. Από την άλλη, ο λόγος κυκλοφορίας είναι σχετικά χαμηλός, με αποτέλεσμα μικρότερο εξοπλισμό άντλησης και εναλλάκτη θερμότητας. Το μείγμα R124/NMP προτείνεται ως επιλογή που επιτρέπει την καλή απόδοση και στους δύο κύκλους.

Ο Songara κα [40]ερεύνησαν τα ίδια ρευστά εργασίας όπως ο Songara [25]σε έναν κύκλο ψύξης απορρόφησης διπλής βαθμίδας και σε έναν διαδοχικό κύκλο (διαμορφώσεις DE-CG και DS-EK, δείτε την επόμενη ενότητα). Ο κύκλος διπλής βαθμίδας περιλαμβάνει δύο αναγεννητές και δύο εναλλάκτες θερμότητας, όπου ο πρώτος εναλλάκτης θερμότητας δροσίζει το αδύναμο διάλυμα από την πρώτη έως το δεύτερο αναγεννητή, ενώ το αδύναμο διάλυμα από το δεύτερο αναγεννητή περνάει από τον δεύτερο εναλλάκτη θερμότητας στον απορροφητήρα. Το σύστημα έχει τρία επίπεδα πίεσης και πέντε επίπεδα θερμοκρασίας λειτουργίας. Ο διαδοχικός κύκλος βασίζεται σε δύο κύκλους μονής βαθμίδας όπου ο εξατμιστής του πρώτου κύκλου συνδέεται με

τον συμπυκνωτή του δεύτερου. Λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας συμπύκνωσης στο δεύτερο κύκλο, ο διαδοχικός κύκλος μπορεί να επιτύχει χαμηλότερα θερμοκρασίες εξάτμισης σε σύγκριση με του κύκλου ενός σταδίου. Η διόρθωση δεν είναι συσσωρευμένη σε κανέναν από τους κύκλους. Οι συγγραφείς καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι ο κύκλος διπλής βαθμίδας R134a/DMA έχει ως αποτέλεσμα COP παρόμοιο με τον κύκλο R22/DMA, αλλά απαιτεί ελαφρώς υψηλότερη θερμοκρασία στην πηγή θερμότητας. Τα συστήματα μπορεί να είναι χρήσιμα για την επίτευξη θερμοκρασίας κάτω από το μηδέν σε χαμηλές θερμοκρασίες. Επιπλέον, η επικαλυπτόμενη (ή διπλής φάσης) διαμόρφωση μπορεί να λειτουργήσει χρησιμοποιώντας δύο διαφορετικά μίγματα υγρών εργασίας, ένα σε κάθε βασικό κύκλο, επιτρέποντας την μεταφορά των διαφορετικών ιδιοτήτων του κάθε μείγματος.

Οι Arun κ.ά. [41] ερεύνησαν έναν κύκλο ψύξης απορρόφησης ροής σειράς διπλής βαθμίδας (διαμόρφωση DE-CG, δείτε το επόμενο τμήμα) με τρία ρευστά εργασίας. Η διαδικασία της σειράς περιλαμβάνει δύο αναγεννητές και δύο εναλλάκτες θερμότητας μαζί με συμπυκνωτή, απορροφητή και εξατμιστή. Η πηγή θερμότητας εφαρμόζεται στον αναγεννητή υψηλής πίεσης και ο προκύπτων ατμός συμπυκνώνεται στη αναγεννητή χαμηλής πίεσης που παράγει τους πρόσθετους ατμούς χρησιμοποιώντας τη θερμότητα της συμπύκνωσης. Στόχος των εργασιών είναι η αξιολόγηση των υγρών εργασίας με διάφορα κριτήρια (βλέπε πίνακα 2), συμπεριλαμβανομένης της θερμοκρασίας αποκοπής του αναγεννητή υψηλής πίεσης. Αυτή είναι η θερμοκρασία όπου δεν παράγεται ατμός ψυκτικού μέσου, δηλαδή το διάλυμα που εισέρχεται και εξέρχεται από τον αναγεννητή υψηλής πίεσης έχει την ίδια συγκέντρωση. Αξιολογείται επίσης η ύπαρξη βέλτιστης τιμής για τη θερμοκρασία του αναγεννητή χαμηλής πίεσης, στην οποία αξιολογούνται επίσης όλοι οι ατμοί που παράγονται στον αναγεννητή υψηλής πίεσης. Σε αυτές τις βέλτιστες συνθήκες κάθε ένα από τα ζεύγη εργασίας μπορεί να προσφέρει διαφορετικά πλεονεκτήματα. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι το R32/DMAC παρουσιάζει γενικά την καλύτερη απόδοση σε υψηλές θερμοκρασίες εξατμιστή και ότι η ελάχιστη θερμοκρασία αναγεννητή (αποκοπής) είναι υψηλότερη και πιο ευαίσθητη στις διακυμάνσεις των παραμέτρων λειτουργίας. Από την άλλη, R124-DMAC αποδίδει καλύτερα στις ακραίες λειτουργούσες συνθήκες όπως η χαμηλή θερμοκρασία εξατμιστήρων και οι υψηλές θερμοκρασίες απόρριψης θερμότητας.

Οι Medrano κ.ά. [42] ερεύνησαν δύο υγρά εργασίας σε δύο τύπους κύκλων ψύξης απορρόφησης διπλής βαθμίδας, δηλαδή τον κύκλο διπλής ανύψωσης ροής σειράς και τον κύκλο διπλής ανύψωσης ανταλλαγής ατμών (διαμορφώσεις DL-AE και DL-MC, βλ. επόμενη ενότητα). Οι κύκλοι αυτοί είναι ο συνδυασμός δύο κύκλων μονής βαθμίδας και είναι κατάλληλοι για την εκμετάλλευση πηγών θερμότητας σε θερμοκρασία μικρότερη των 100 °C. Το μειονέκτημά τους είναι ότι για να παράγουν μια μονάδα ψύξης χρειάζονται δύο μονάδες ενέργειας λειτουργίας, ενώ τρεις μονάδες θερμότητας απελευθερώνονται στην ενδιάμεση ψύκτρα. Ο διπλός κύκλος ανελκυστήρων σειράς έχει έναν δεύτερο απορροφητή και εξατμιστή στην ενδιάμεση πίεση όπου ο τελευταίος δροσιρίζει τον πρώτο. Ο κύκλος ανταλλαγής ατμών έχει ένα επιπλέον απορροφητή, αναγεννητή και διορθωτή. Ο ιδανικός διορθωτής εξετάζεται επίσης σε αυτό το έργο, υποθέτοντας καθαρό ψυκτικό μέσο στα ρεύματα εξόδου. Οι συγγραφείς διαπιστώνουν ότι τα οργανικά ζεύγη εργασίας παρουσιάζουν υψηλότερη COP (έως 0,45) σε σύγκριση με εκείνη του NH₃/H₂O στους κύκλους και τις συνθήκες που διερευνήθηκαν. TFE/TEGDME στον διπλό κύκλο ανταλλαγής ατμών φαίνεται να είναι ο πιο ελπιδοφόρος.

Οι Jelínek κ.ά. [43] ερεύνησαν έναν κύκλο ψύξης απορρόφησης επιπέδου τριπλής πίεσης (TPL) ενός σταδίου με μείγμα R125/DMEU και συγκρίνετέ τον με κύκλο διπλού επιπέδου πίεσης (DPL). Τα συστήματα χρησιμοποιούνται για την παροχή ψύξης κάτω των 0 °C από εύρος θερμοκρασίας πηγής θερμότητας 70-120 °C. Το LiBr/H₂O δεν μπορεί να παρέχει ψύξη κάτω

από 0 °C, ενώ το NH₃/H₂O απαιτεί θερμοκρασίες άνω των 120 °C για να καταστεί δυνατή η ψύξη κάτω από τους 0 °C. Οι συγγραφείς σημειώνουν ότι δεν απαιτείται στήλη διόρθωσης λόγω της πολύ υψηλής διαφοράς σημείου βρασμού των δύο υγρών στο χρησιμοποιούμενο μείγμα (πάνω από 200 °C). Η διαδικασία TPL χρησιμοποιεί εκτοξευτή εκτόξευσης στην είσοδο απορροφητή με σκοπό την αύξηση του πιεστηρίου απορροφητή σε σχέση με την πίεση του εξατμιστή (ανάκτηση πίεσης), βελτιώνοντας έτσι τη διαδικασία ανάμειξης και την προ-απορρόφηση από το αδύναμο διάλυμα του ψυκτικού μέσου που προέρχεται από τον εξατμιστή. Τέσσερις διαφορετικές περιπτώσεις διερευνώνται συμπεριλαμβάνοντας τη μείωση της αναλογίας κυκλοφορίας, τη μείωση της θερμοκρασίας του εξατμιστή, τη μείωση της θερμοκρασίας των αναγεννητών και τη χρήση της υψηλότερης θερμοκρασίας ψύξης-νερού. Το TPL παρουσιάζει καλύτερη απόδοση από το DPL, όπου η πρώτη διερευνηθείσα περίπτωση επιτρέπει την καλύτερη απόδοση σε όλους τους δείκτες απόδοσης που εξετάστηκαν.

Οι Arivazhagan κ.ά. [45] ερεύνησαν έναν κύκλο μισής βαθμίδας(DL-MC διαμόρφωση, δείτε το επόμενο τμήμα) με το υγρό εργασίας R134a/DMAC που συγκρίνεται επίσης με NH₃/H₂O στον ίδιο κύκλο. Οι συγγραφείς σημειώνουν ότι ένα σύστημα ενός σταδίου με συμβατικά υγρά απαιτεί τουλάχιστον 100 °C ώστε να καταστεί δυνατή η κατάλληλη COP για ψύξη στους 0 °C. Ένας κύκλος μισής βαθμίδας μπορεί να επιτύχει αυτήν την θερμοκρασία ψύξης με τις χαμηλότερες θερμοκρασίες πηγής θερμότητας. Ο κύκλος μισής βαθμίδας αποτελείται από δύο απορροφητές-θερμότητας (εναλλάκτης-αναγεννητής) που συνδέονται σε σειρά (δηλαδή ο πρώτος αναγεννητής συνδέεται απευθείας με τον δεύτερο απορροφητή). Ο πρώτος απορροφητής λειτουργεί σε χαμηλή θερμοκρασία (εξατμιστήρα), ο δεύτερος αναγεννητής λειτουργεί σε υψηλή (συμπυκνωτή) πίεση και ο συνδεδεμένος πρώτος απορροφητής αναγεννητής-δευτερολέπτου λειτουργεί σε ενδιάμεση πίεση. Ο ανορθωτής δεν εξετάζεται εδώ, υποθέτοντας ότι οι καθαροί ατμοί ψυκτικού μέσου εγκαταλείπουν τους αναγεννητές. Στον κύκλο αυτό, η COP και ο δεύτερος νόμος για την παραγωγή του οργανικού μείγματος είναι καλύτεροι από τους νόμους του NH₃/H₂O. Η COP διαπιστώνεται ότι είναι 0,35–0,46 για θερμοκρασία εξάτμισης -5-5 °C με θερμική είσοδο 70 °C και θερμοκρασία συμπυκνωτή 20-30 °C.

Οι Tharves Mohideen κ.ά. [47] διερευνούν συστήματα μισής (DL-MC), μονής και διπλής βαθμίδας(DE-CG) με υγρό εργασίας R134a/DMAC. Οι συγγραφείς διερευνούν διαφορετικά κριτήρια λειτουργίας, συμπεριλαμβανομένων των COP και της αναλογία κυκλοφορίας όσον αφορά την αποτελεσματικότερη απορρόφηση. Διαπιστώνουν ότι για τις θερμοκρασίες του αναγεννητή που αναφέρονται στον πίνακα 2, τα COPs για συστήματα μισής, μονής και διπλής βαθμίδας είναι 0,4, 0,62 και 0,25.

Οι Wu κ.ά. [49] εκτελούν μια μοντελοποιημένη αξιολόγηση ενός ενιαίου και ενός υποβοηθούμενου στη συμπίεση συστήματος ψύξης απορρόφησης λαμβάνοντας υπόψη διάφορα μίγματα. Τα ψυκτικά μέσα επιλέγονται για λόγους καλής ασφάλειας, έλλειψης δυναμικού καταστροφής του όζοντος και χαμηλού δυναμικού θέρμανσης του πλανήτη. Ο αναγεννητής και στους δύο κύκλους μοντελοποιείται χρησιμοποιώντας μια στήλη. Αναφέρονται λεπτομέρειες σχετικά με τον χρησιμοποιούμενο λόγο παλινδρόμησης και τον τύπο του συμπυκνωτή. Οι συγγραφείς καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι τα διαφορετικά υγρά εργασίας παρουσιάζουν υψηλή απόδοση κάτω από διαφορετικές συνθήκες θερμοκρασίας του αναγεννητή και του συμπυκνωτή, με τα R161 / DMF και R134a / DMF να είναι οι κορυφαίες επιλογές.

2.2.3. Εργαζόμενα ρευστά σε παρόμοια συστήματα

Παρόμοια με τα συστήματα ενιαίας επίδρασης, έχουν αναφερθεί υγρά εργασίας για λίγους σύνθετους μετασχηματιστές θερμότητας απορρόφησης που χρησιμοποιούνται για θέρμανση. Οι

Shiming κ.ά. [50] εκτελούν μια μοντελοποιημένη αξιολόγηση για έναν μετασχηματιστή θερμότητας απορρόφησης για την αναβάθμιση θερμότητας αποβλήτων. Αν και η ερευνηθέντα διαδικασία δεν χρησιμοποιείται για την ψύξη, ενδιαφέρουσες ιδέες αναφέρονται από τους συγγραφείς που θεωρούν ότι το υγρό εργασίας TFE / NMP του κύκλου. Σημειώνουν ότι τα πλεονεκτήματα σε σύγκριση με τα συμβατικά H₂O/LiBr και NH₃/H₂O περιλαμβάνουν την απουσία κρυστάλλωσης, το εύρος χαμηλής πίεσης εργασίας, τη χαμηλή θερμοκρασία κατάψυξης του ψυκτικού μέσου και την υψηλή θερμοκή σταθερότητα των εξαρτημάτων σε υψηλές θερμοκρασίες. Από την άλλη, οι συγγραφείς σημειώνουν την ανάγκη για έναν διορθωτή, αλλά εξετάζουν την ιδανική διόρθωση χωρίς να εκτελούν υπολογισμούς για αυτή τη διαδικασία.

Οι Zhao κ.ά. [51] ερεύνησαν το μίγμα eTFE/E181 σε μετασχηματιστή θερμότητας απορρόφησης διπλής βαθμίδας για την αύξηση της θερμότητας. Οι συγγραφείς διαπιστώνουν ότι για αυτό το υγρό εργασίας η COP του συστήματος διπλής βαθμίδας είναι υψηλότερη από αυτή της μονής, αλλά η COP ενός συστήματος διπλής βαθμίδας που χρησιμοποιεί LiBr / H₂O εξακολουθεί να είναι υψηλότερη. Από την άλλη, το σύστημα που διερευνάται είναι χρήσιμο όταν η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας είναι υψηλή και απαιτείται μέτρια αύξηση της ακαθάριστης θερμοκρασίας περίπου 30 °C.

2.2.4. Βασικές παρατηρήσεις

Συνοψίζοντας αυτό το τμήμα, φαίνεται ότι υπάρχει μια μικρή ποικιλία στις δομές υγρών εργασίας που διερευνώνται για συστήματα ABR εκτός από το ενιαίο αποτέλεσμα, πολύ μικρότερο από ό, τι στην περίπτωση συστημάτων μονής επίδρασης. Οι πειραματικές έρευνες είναι πολύ λίγες, προφανώς λόγω της πολυπλοκότητας των κύκλων. Ωστόσο, είναι σαφές ότι στο μέλλον θα πρέπει να επιδιωχθεί περισσότερη εργασία. Τα έργα που βασίζονται σε μοντέλα υπερσχύουν και μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον γρήγορο και εύκολο εντοπισμό επιλογών που αξίζει να διερευνηθούν πριν από την επένδυση κεφαλαίων και την προσπάθεια για απαιτητικές, πειραματικές διατάξεις. Τα αναφερόμενα έργα που βασίζονται σε μοντέλα έχουν χρησιμοποιηθεί για τη διερεύνηση πολλών διαφορετικών διαμορφώσεων. Η επιλογή των υγρών εργασίας σε κάθε περίπτωση που διερευνάται είναι αυθαίρετη, αφήνοντας σημαντικές διαδικασίες για διερεύνηση και σύγκριση περισσότερων επιλογών σε όλες τις διαμορφώσεις διεργασιών.

Και πάλι, η εξέταση των επιπτώσεων του διορθωτή στη λειτουργία της διεργασίας παραλείπεται σε μεγάλο βαθμό, ενώ η ψυκτική ικανότητα των συστημάτων που αποτέλεσαν αντικείμενο της έρευνας είναι γενικά συγκρίσιμη με εκείνη των συστημάτων μονής βαθμίδας. Συνολικά, αξίζει να σημειωθεί ότι όλες οι μελέτες που πραγματοποιούν αξιολογήσεις βάσει μοντέλων περιλαμβάνουν μαθηματικά μοντέλα σταθερής κατάστασης που αποτελούνται από απλά ισοζύγιο μάζας και ενέργειας κάθε ενότητας που χρησιμοποιείται στην αντίστοιχη διαμόρφωση φύλλου ροής. Επιπλέον, χρησιμοποιούνται κριτήρια επιδόσεων της διαδικασίας λειτουργίας αντί για οικονομικά. Οι τελευταίες είναι περισσότερο σημαντικές σε αυτές τις πολύπλοκες συνθέσεις, σε σύγκριση με τα συστήματα μονής βαθμίδας, λόγω των κεφαλαιουχικών δαπανών που συνδέονται με πρόσθετο εξοπλισμό σε κάθε διαδικασία διαμόρφωσης.

3. Πειραματικά δεδομένα και μοντέλα ιδιοτήτων εργαζόμενων μειγμάτων

Το κεφάλαιο αυτό επικεντρώνεται σε έρευνες σχετικά με θερμοδυναμικές μελέτες που πραγματοποιήθηκαν για υγρά εργασίας. Ο πίνακας 4 συνοψίζει τα βασικά χαρακτηριστικά τους, ενώ ο πίνακας 5 παρέχει σειρές βασικών πειραματικών παραμέτρων. Η πλειονότητα των

αναφερόμενων έργων περιλαμβάνει πειράματα σε συνδυασμό με εκτίμηση παραμέτρων για την πρόβλεψη διαφόρων ιδιοτήτων. Επιπλέον, ένας μεγάλος αριθμός έργων ασχολείται με την πρόβλεψη της συμπεριφοράς ισορροπίας των χρησιμοποιούμενων μειγμάτων. Σε τέτοιες περιπτώσεις, σχεδόν τα μισά από τα αναφερόμενα έργα απασχολούν το NRTL. Από την άποψη αυτή, οι εργασίες εξετάζονται παρακάτω σε δύο χωριστά τμήματα, ένα εκ των οποίων περιλαμβάνει μοντέλα NRTL και ένα συμπεριλαμβανομένων όλων των περιπτώσεων εκτός του NRTL, όπου έχουν επίσης ληφθεί υπόψη άλλα πλεονεκτήματα εκτός από τη διαλυτότητα ισορροπίας.

3.1. Έρευνες συμπεριλαμβανομένου του μοντέλου NRTL

Οι Chaudhari κ.ά. [52] αντλούν πειραματικά δεδομένα VLE για το μείγμα R134a/MEGDME. Στη συνέχεια, τα δεδομένα συσχετίζονται με το NRTL [53]. Χρησιμοποιούνται περαιτέρω για την εξαγωγή παραμέτρων αλληλεπίδρασης για την UNIFAC, για λειτουργικές ομάδες που περιέχονται στα μόρια που αποτελούν το αντικείμενο της έρευνας. Η συμπεριφορά του μείγματος υποδεικνύει μεγάλες αρνητικές αποκλίσεις από το νόμο του Raoult. Οι παράμετροι UNIFAC χρησιμοποιούνται επίσης για την πρόβλεψη των πιέσεων ατμών των R134a/TEGDME, R134a/TrEGDME και R134a/dimethylether σε χαμηλότερες αποκλίσεις σε σύγκριση με τα προηγούμενα αναφερόμενα, βιβλιογραφικά δεδομένα για τα μείγματα αυτά.

Οι Zehioua κ.ά. [54] αντλούν πειραματικά δεδομένα διαλυτότητας ισορροπίας για R134a/DMF. Συσχετίζουν περαιτέρω τα δεδομένα με το PR EoS χρησιμοποιώντας τη συνάρτηση Mathias-Corremanalpha [55] και τον κανόνα ανάμειξης MHV1 [56], καθώς και το μοντέλο NRTL για συντελεστές δραστηριότητας. Συγκρίνουν τα αποτελέσματά τους χρησιμοποιώντας το προγνωστικό Soave-Redlich-Kwong (PSRK) EoS σε μια έκδοση συνεισφοράς ομάδας (GC) [57]. Διαπιστώνουν ότι, ενώ το μοντέλο PR EoS και NRTL επιτρέπει την ορθή πρόβλεψη των πειραματικών δεδομένων, το GC-PSRK [58] έχει ως αποτέλεσμα μεγάλες αποκλίσεις. Οι εργασίες συνεχίζονται από τους Zehioua κ.ά. [59] σχετικά με τον πειραματικό προσδιορισμό της διαλυτότητας των R134a/DMEDEG και R134a/DMETrEG. Τα πορίσματα σχετικά με την ακρίβεια είναι παρόμοια με αυτά των Zehioua κ.ά. [54].

Ο Han κ.α. [60] εκτελούν μια πειραματική μέτρηση της διαλυτότητας R134a/DMF. Συσχετίζουν περαιτέρω τα πειραματικά δεδομένα με το NRTL. Σημειώνουν ότι κατά τη διάρκεια των πειραμάτων δεν παρατηρείται διαστρωμάτωση ή σχηματισμός ιζήματος, ενώ το χρώμα του υγρού δεν αλλάζει. Ως εκ τούτου, προτείνουν τα δύο συστατικά είναι αναμίξιμα σε οποιαδήποτε αναλογία. Διαπιστώνουν ότι η NRTL είναι σε θέση να προβλέψει πίεση με μέση σχετική απόκλιση 1,9 %.

Οι Han κ.ά. [61] μέτρησαν πειραματικά δεδομένα VLE για το μείγμα R32/ DMF. Στη συνέχεια, τα δεδομένα χρησιμοποιούνται για την προσαρμογή παραμέτρων και παραμέτρων NRTL για την εξίσωση Antoine. Οι συγγραφείς παρατηρούν ότι δεν υπάρχει διαστρωμάτωση ή παραγωγή ιζημάτων και το χρώμα του υγρού δεν αλλάζει. Προτείνουν τα δύο συστατικά να είναι αναμίξιμα σε οποιαδήποτε συγκέντρωση. Η μέση σχετική απόκλιση της πίεσης είναι 1,65 %, και η αντίστοιχη μέγιστη τιμή είναι 4,24 %. Το μείγμα δείχνει αρνητική απόκλιση από το νόμο του Raoult.

Οι Meng κ.ά. [62] μέτρησαν πειραματικά τη διαλυτότητα των R152a/ DMF και R152a/DMAC, ενώ τα αποτελέσματα συσχετίζονται με το NRTL. Οι συγγραφείς διαπιστώνουν ότι η διαλυτότητα του R152a στο DMAC είναι ελαφρώς καλύτερη από το R152a σε DMF. Επιπλέον,

από τη συσχέτιση με το NRTL, οι μέσες σχετικές αποκλίσεις των πιέσεων είναι 1,60 % και 1,11 % για τα R152a/DMF και R152a/DMAC, αντίστοιχα.

Οι Li κ.ά. [63] μέτρησαν πειραματικά τη διαλυτότητα των R32/DMAC, R32/DMEDEG και R152a/DMEDEG, ενώ τα αποτελέσματα συσχετίζονται με το NRTL. Χρησιμοποιώντας το τελευταίο μοντέλο, οι μέσες σχετικές αποκλίσεις της πίεσης είναι 1,25 %, 1,66 % και 1,67 % για τα τρία μείγματα, όπως αναφέρεται πιο πάνω. Διαπιστώνουν ότι ως εναλλακτικά υγρά για έναν υβριδικό κύκλο ψύξης απορρόφησης-συμπίεσης η καταλληλότητά τους είναι με τη σειρά R32/DMEDEG > R134a/DMF > R32/DMAC > R152a/DMEDEG, όπου τα στοιχεία για R134a/DMF λαμβάνονται από τη βιβλιογραφία.

Οι Jing κ.ά. [64] μέτρησαν πειραματικά τη διαλυτότητα των R161/DMAC, R161/NMP και R134a/DMAC, ενώ τα αποτελέσματα συσχετίζονται με το NRTL. Οι μέσες σχετικές αποκλίσεις της πίεσης μεταξύ των πειραματικών και των υπολογισμένων τιμών είναι 1,16 %, 1,39 % και 1,13 % για τα τρία μείγματα. Οι συγγραφείς διαπιστώνουν περαιτέρω ότι η σειρά των αρνητικών αποκλίσεων από το νόμο του Raoult είναι R161 /DMAC > R161 /NMP > R134a /DMAC.

Οι Sun κ.ά. [65] μέτρησαν πειραματικά τη διαλυτότητα των DME/PEC4 και DME/PEC5. Τα δεδομένα συσχετίζονται με ένα PR EoS χρησιμοποιώντας τον κανόνα ανάμειξης HVOS [66] και το NRTL για την ελεύθερη ενέργεια Gibbs σε άπειρη αραιώση. Οι συγγραφείς συγκρίνουν περαιτέρω τα δεδομένα διαλυτότητας του DME με το PEC6 και το PEC8. Οι συγγραφείς καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι μια αρνητική τάση της περίσσειας gibbs ελεύθερης ενέργειας εκτίθεται σε ολόκληρο το εύρος σύνθεσης, με την περίσσεια Gibbs ελεύθερη ενέργεια γίνεται όλο και πιο αρνητική με την αύξηση των ατόμων του άνθρακα να αυξάνεται. Επιπλέον, οι σταθερές του Henry υπολογίζονται, παρουσιάζοντας αύξηση της διαλυτότητας από PEC4 σε PEC8.

Οι Han κ.ά. [67] μέτρησαν πειραματικά τη διαλυτότητα R161/Του DMETrEG. Στη συνέχεια, τα δεδομένα συσχετίζονται με prEoS με κανόνα ανάμειξης MHV1 και NRTL. Οι μετρήσεις ευθύνονται για αβεβαιότητες στην πίεση, τη θερμοκρασία και τις συνθέσεις. Οι μέσες και μέγιστες αποκλίσεις σχετικής πίεσης μεταξύ των πειραματικών αποτελεσμάτων και των υπολογισμένων τιμών είναι 1,6 % και 3,7 %. Αυτό δείχνει μια καλή συμφωνία. Οι συγγραφείς συγκρίνουν επίσης τους συντελεστές δραστηριότητας για αυτό το μίγμα με συντελεστές δραστηριότητας για R161 σε NMP, DMAC, DMEDEG και DMF. Η αρνητική απόκλιση από το νόμο Raoult είναι R161/DMEDEG > R161/DMAC > R161/NMP > R161/DMF. R161/DMETrEG και παρουσιάζει διαφορετική συμπεριφορά από άλλα συστήματα επομένως συνάγεται το συμπέρασμα ότι περαιτέρω μελέτη απαιτείται.

Οι Xu κ.ά. [68] μέτρησαν πειραματικά τη διαλυτότητα των R124/NMP και R124/DMF. Τα δεδομένα συσχετίζονται με το NRTL. Οι μετρήσεις ευθύνονται για αβεβαιότητες στην πίεση και τη θερμοκρασία. Οι μέγιστες αποκλίσεις πίεσης μεταξύ των πειραματικών αποτελεσμάτων και των υπολογισμένων τιμών είναι 3,80 % και 3,27 % για το πρώτο και το δεύτερο μείγμα. Οι μέσες σχετικές αποκλίσεις πίεσης είναι 1,25 % και 1,17 %. Η διαλυτότητα R124 μειώνεται στο απορροφητικό με τη σειρά NMP, DMAC και DMF.

Οι Hu κ.ά. [69] ερευνούν πειραματικά τις κορεσμένα πιέσεις ατμών και τις συνθέσεις ισορροπίας των ψυκτικών R32, R134a, R1234ze(E) και των ψυκτικών μειγμάτων R32/R134a και R32/R1234ze(trans-1,3,3,3-τετραφθοροπρωπένιο). Τα δεδομένα συσχετίζονται περαιτέρω με τον κανόνα ανάμειξης Peng-Robinson-Stryjek-Vera (PRSV) [70] συμπεριλαμβανομένου του κανόνα ανάμειξης Wong-Sandler (WS) [71] συνδυάζοντας τη χρήση του NRTL. Οι μέγιστες

μέσες απόλυτες αποκλίσεις για τη φάση πίεσης και ατμού είναι 0,17 % και 0,0040 για τα R32/R134a και 0,22 % και 0,0033 για τα R32/ R1234ze(E). Η τοποθέτηση που παρέχεται από PRSV-WS-NRTL καθώς επίσης και τα στοιχεία από τη βιβλιογραφία που χρησιμοποιούν ένα πρότυπο Helmholtz ([72]για R32/R134a και [73]για R32/R1234ze(E)) δείχνουν μια άριστη αντιστοιχία.

Οι Fang κ.ά. [74] μέτρησαν πειραματικά τη συμπεριφορά VLE των μειγμάτων R1234yf (2,3,3,3-τετραφθοροπρωπένιο)/NMP και R1234yf/DMETrEG. Οι συγγραφείς σημειώνουν ότι το R1234yf είναι ένα ενδιαφέρον ψυκτικό μέσο και τα προτεινόμενα ζεύγη δεν έχουν διερευνηθεί ποτέ σε διαδικασίες ABR. Λαμβάνονται υπόψη οι αβεβαιότητες στη μέτρηση της θερμοκρασίας, της πίεσης και της συγκέντρωσης. Τα δεδομένα τοποθετούνται με τη χρήση NRTL. Η μέση σχετική απόκλιση και η μέγιστη απόκλιση πίεσης για R1234yf/DMETrEG είναι 1,37 % και 3,51 %, ενώ είναι 1,43 % και 3,65 % για R1234yf + NMP. Για το προηγούμενο μείγμα μια μεγάλη θετική απόκλιση παρατηρείται από το νόμο του Raoult (δηλαδή υψηλότερη πίεση από αυτή του ιδανικού διαλύματος) ενώ η απόκλιση είναι ελαφρώς υψηλότερη για το τελευταίο μείγμα.

3.2. Έρευνες διαφορετικών μοντέλων

Οι Bhaduri και Varma [75] μετρούν πειραματικά δεδομένα VLE για R22/ DMA, R22/CH, R22/DEG, R22/Aniline και R22/Xylene. Τα υποτυπωμένα απορροφητικά επιλέγονται λόγω της διαφοράς σημείου βρασμού με R22. Τα παραγόμενα δεδομένα τοποθετούνται σε πολυώνυμο συγκέντρωσης πίεσης με 15 ρυθμιζόμενες παραμέτρους. Η σύγκριση των προβλέψεων με τα δεδομένα δείχνει εξαιρετική τοποθέτηση.

Οι Tsergounis και Riley [76] εκτελούν πειραματικά μέτρα διαλυτότητας για μείγματα R134a/HEXG (Εξυλενογλυκόλη), R134a/TRIG (Τριαθυλενογλυκόλη), R134a/TETG (TEG) και R134a/TEGDE (TEGDME). R134a εκθέτει την υψηλή διαλυτότητα με TEGDE αρνητική αποσύνθεση από το νόμο Raoult. Παρουσιάζει επίσης θετικές αποκλίσεις (χαμηλότερες διαλυτότητες)στις άλλες αλκοόλες. Παρατηρείται επίσης ότι η εξάλειψη των ομάδων υδροξυλίου αυξάνει τη διαλυτότητα στο ψυκτικό μέσο, ενώ η αύξηση του αριθμού των ομάδων αιθέρα αυξάνει τη συγγενειά τους προς το ψυκτικό μέσο. Ο διαχωρισμός φάσης παρατηρείται επίσης σε συγκεκριμένες συγκεντρώσεις σε TRIG και TETG. Στα πειραματικά δεδομένα τοποθετείται επίσης ένα μοντέλο συντελεστή δραστηριότητας. Ισχυρή εξάρτηση από τη θερμοκρασία παρατηρείται επίσης στο συντελεστή δραστηριότητας για το R134a/TGDE. Τέλος, διαπιστώνεται ότι οι ενώσεις με διαφορά παραμέτρου διαλυτότητας χαμηλότερα από 2 MPa^{1/2} από το ψυκτικό μέσο μπορεί να είναι διαλυτά σε αυτό.

Οι Walhstrom και Vamling [77] μετράνε πειραματικές ιδιότητες για 15 μείγματα που περιλαμβάνουν ψυκτικά μέσα και PEC9, PEB6 και PEB9. Ο κύριος στόχος είναι οι μετρήσεις της διαλυτότητας, οι οποίες πραγματοποιούνται μέσω ισοφορικής μεθόδου. Αντλούν περαιτέρω δεδομένα για τη σταθερά του Henry και τον συντελεστή δραστηριότητας των ψυκτικών σε άπειρη αραιώση κάτω από 0,34 Mpa. Ένα μοντέλο Flory-Huggins [78,79]χρησιμοποιείται για να προκύψει συσχέτιση για τους συντελεστές δραστηριότητας, ενώ οι μη-ιδιότητες φάσης ατμών προβλέπονται μέσω ενός EoS. Τα αποτελέσματα της μέτρησης δείχνουν ότι η διαλυτότητα των ψυκτικών στην τετραερυθριτόληπενταερυθριτόληστetra-αλκυλεστέρες μειώνεται με την ακόλουθη σειρά R152a > R134a > R32 > R125 > R143a

Οι Walhstrom και Vamling [80] χρησιμοποιούν πειραματικά δεδομένα για 20 μείγματα προκειμένου να συνάγουν μοντέλα συντελεστών δραστηριότητας χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο

Flory-Huggins και μια προσέγγιση UNIFAC [81]. Οι συγγραφείς διαπιστώνουν ότι το προηγούμενο μοντέλο απαιτεί την τοποθέτηση μόνο 15 παραμέτρων για την περιγραφή των δεδομένων, ενώ το μοντέλο unifac χρειάζεται 33 παραμέτρους. Οι σχετικές αποκλίσεις είναι 3,4 % και 3,5 %, αντίστοιχα. Διαπιστώθηκε ότι ορισμένες παράμετροι της UNIFAC συσχετίζονται στενά. Το μοντέλο Flory-Huggins επιλέγεται ως πιο αποτελεσματικό.

Οι Comuñas κ.ά. [82] αντλούν πειραματικά δεδομένα πυκνότητας για R134a/ TriEGDME και αναλύουν την ογκομετρική συμπεριφορά του μείγματος. Συγκρίνουν περαιτέρω τα ευρήματά τους με προβλέψεις που έγιναν με μια εξίσωση τύπου Tait [83] και το Benedict-Webb-RubinEoS [84]. Διαπιστώνουν ότι η πυκνότητα του R132a είναι μεγαλύτερη από αυτή του TriEGDME σε σχεδόν όλο το εύρος μέτρησης. Παρόμοιες εργασίες παρουσιάζονται επίσης από τον Comuñas. [85] για την R134a/TEGDME.

Οι Comuñas κ.ά. [86] αντλούν πειραματικά δεδομένα πυκνότητας για το MEGDME (διμεθυλόλημονοαιθυλενογλυκόλη) και το DEGDME. Στη συνέχεια, τα πειραματικά δεδομένα τοποθετούνται σε μια εξίσωση τύπου Tait, η οποία παρέχει μη γραμμική εξάρτηση από τη θερμοκρασία της πυκνότητας. Η εξίσωση αυτή χρησιμοποιείται για την εξαγωγή συσχετίσεων για θέματα όπως ισοβαρή θερμική διαστολή, ισοθερμική συμπίεστικότητα και εσωτερική πίεση. Τα αποτελέσματα που παρέχονται από αυτή τη συσχέτιση ελέγχονται έναντι EoS όπως Soave-RedlichKwong (SRK) [87], Peng-Robinson (PR) [88], Patel-Teja (PT) [89], και SRK με μετάφραση από το Peneloux (SRK-VT) [90]. Το PR EoS παρέχει τα καλύτερα αποτελέσματα για το TEGDME και το PT για το DEGDME.

Οι Monsalvo κ.ά. [91] διερευνούν πειραματικά το ιξώδες R134a/TEGDME και συσχετίζουν τα πειραματικά δεδομένα χρησιμοποιώντας διάφορα μοντέλα ιξώδους. Διαπιστώνουν ότι το μοντέλο αυτοαναφοράς και η τριβή είναι σε θέση να προβλέψουν τα δεδομένα με απόκλιση μικρότερη από 10 %. Σημειώνουν ότι το προηγούμενο μοντέλο χρειάζεται μόνο μία τιμή σε κάθε σύνθεση για την πίεση και τη θερμοκρασία αναφοράς. Θεωρούν ότι το μείγμα παρουσιάζει πολύ σημαντικά ελκυστικές συμπεριφορές μεταξύ των μορίων του και αυτό είναι μια αιτία για τις υψηλές αποκλίσεις που εξυπηρετούνται σε όλα τα μοντέλα.

Οι Monsalvo κ.ά. [92] διερευνούν πειραματικά το ιξώδες του R134a/TriEGDME και συσχετίζουν εκ νέου τα πειραματικά δεδομένα χρησιμοποιώντας διάφορα μοντέλα ιξώδους. Το μοντέλο αυτοαναφορών, ακολουθούμενο από τη θεωρία τριβής, παρουσιάζει τις χαμηλότερες αποκλίσεις. Σημειώνουν ότι το μοντέλο αυτοαναφορών μπορεί να εφαρμοστεί μόνο σε υγρά και πυκνά υγρά και όχι σε αέρια. Σημειώνουν επίσης ότι 3 μέθοδοι με φυσικό υπόβαθρο, δηλαδή σκληρή σφαίρα, ελεύθερο όγκο και θεωρία τριβής δείχνουν επαρκώς το ιξώδες των καθαρών συστατικών, αλλά όχι των μειγμάτων. Αυτό οφείλεται στους κανόνες ανάμειξης που χρησιμοποιούνται.

Οι Marchi κ.ά. [93] εκτελούν πειραματικά μέτρα πίεσης φυσαλίδων για R134a/TriEGDME. Η εξίσωση Wilson χρησιμοποιείται για να χωρέσει τα δεδομένα για την πρόβλεψη του συντελεστή δραστηριότητας. Ενδιαφέρουσες παρατηρήσεις περιλαμβάνουν την εμφάνιση θετικών αποκλίσεων από το νόμο του Raoult σε υψηλές θερμοκρασίες με μειωμένη ποσότητα TriEGDME στο μείγμα. Από την άλλη, παρατηρούνται αρνητικές αποκλίσεις σε χαμηλότερες θερμοκρασίες, ενώ γίνονται πιο έντονες καθώς αυξάνεται η περιεκτικότητα σε TriEGDME.

Οι Marchi κ.ά. [94] ανέπτυξαν μια γενική εξίσωση του προτύπου για την πρόβλεψη της ενέργειας Helmholtz. Ακολουθούν το μοντέλο (ECS) που είναι ενσωματωμένο σε ένα μοντέλο νευρωνικού δικτύου. Η μοντελοποίηση επικεντρώνεται στην υγρή φάση. Αυτό είναι επειδή οι

συντάκτες θεωρούν ένα εύρος θερμοκρασίας σχετικό με μια εφαρμογή ψύξης, στην οποία η πίεση ατμών triEGDME είναι αμελητέα και η φάση ατμών στην ισορροπία είναι σχεδόν καθαρή R134a. Δύο EoS διερευνούνται, ένα επικεντρώνεται σε συγκεκριμένα δεδομένα και ένα γενικότερο. Οι προβλέψεις της πυκνότητας και της πίεσης φυσαλίδων είναι πολύ καλές.

Οι Gao κ.ά. [95] μέτρησαν πειραματικά τη διαλυτότητα R23/DMF. Συσχετίζουν περαιτέρω την τάση ατμών με τη θερμοκρασία χρησιμοποιώντας μια εξίσωση Antoine. Διαπιστώνουν ότι η μέση απόκλιση είναι 1,8 %.

Οι Crespo κ.ά. [96] παρέχουν πειραματικές μετρήσεις της πυκνότητας ως συνάρτηση της πίεσης και της θερμοκρασίας για την (EG), DEG, (TriEG), TEG ή TeEG, (PeEG) και (HeEG) και (PEG 400). Τα δεδομένα τοποθετούνται σε μια εξίσωση Tait-Tammann [97] η οποία χρησιμοποιείται για την εξαγωγή των θερμοδυναμικών παράγωγων ιδιοτήτων δεύτερης τάξης της ισοθερμικής συμπεριφοράς και των ισοβαρών συντελεστών θερμικής διαστολής. Οι συγγραφείς παρατηρούν ότι η ισοβαρή θερμική διαστολή συγκλίνει σε ένα σημείο διασταύρωσης. Το soft-SAFT EoS [98] χρησιμοποιείται στη συνέχεια για τη μοντελοποίηση των αλκοολών, προτείνοντας ένα νέο μοριακό μοντέλο και προσαρμόζοντας βελτιστοποιημένες μοριακές παραμέτρους. Οι μέσες απόλυτες αποκλίσεις για την πυκνότητα είναι 0,17 % για τις αλκοόλες και 0,22 % για το PEG 400.

3.3. Βασικές παρατηρήσεις

Η παραγωγή θερμοδυναμικών δεδομένων είναι πολύ σημαντική για την πρόβλεψη της συμπεριφοράς των υγρών εργασίας που χρησιμοποιούνται στις διεργασίες ABR, καθώς περνούν από αρκετές αλλαγές θερμοκρασίας και πίεσης εντός του κύκλου.

Αρκετά διαφορετικά μοντέλα συντελεστών δραστηριότητας και EoS έχουν χρησιμοποιηθεί για την πρόβλεψη των ιδιοτήτων ισορροπίας των συστατικών. NRTL έχει χρησιμοποιηθεί αρκετά εκτενώς για να διαμορφώσει τις υγρές μη-ιδανικές φάσεις, ενδεχομένως από το γεγονός ότι η έκδοση NRTL ηλεκτρολυτών έχει χρησιμοποιηθεί εκτενώς για να διαμορφώσει το καλά μελετημένο μίγμα NH₃/H₂O. Κυβικά EoS όπως Peng-Robinson και Soave-Redlich-Kwong έχουν επίσης δοκιμαστεί με διάφορες τροποποιήσεις (π.χ. διαφορετικές λειτουργίες άλφα και κανόνες ανάμειξης) για τη βελτίωση των προβλέψεων. Το εν λόγω EoS παρέχει γενικά ικανοποιητικά αποτελέσματα για περιπτώσεις μη πολικών υγρών και υγρών συγκόλλησης μη υδρογόνου [57]. Από την άλλη, έχει επίσης προταθεί διαφορετική προσέγγιση, δηλαδή το soft-SAFT EoS [94], για τη μοντελοποίηση καθαρών συστατικών που έχουν χρησιμοποιηθεί στο ABR. Το EoS με έδρα το SAFT [99] είναι γενικά πιο περίπλοκο από τα κυβικά, αλλά επιτρέπει καλύτερη ακρίβεια σε περιπτώσεις πολικών ή υγρών υδρογόνου [57]. Επιτρέπουν μια φυσική μοριακή αναπαράσταση, παρουσιάζοντας μόρια ως τμήματα και λαμβάνοντας υπόψη παραμέτρους όπως ο αριθμός segment και η διάμετρος, καθώς και η έλξη vanderWaals μεταξύ των τμημάτων κλπ. Ως εκ τούτου, στο μέλλον απαιτείται έρευνα προς ένα τέτοιο EoS. Άλλες ιδιότητες όπως το ιξώδες έχουν μοντελοποιηθεί σε λιγότερες περιπτώσεις χρησιμοποιώντας πολλά διαφορετικά μοντέλα. Το ιξώδες, καθώς και άλλες ιδιότητες μεταφοράς όπως η θερμική αγωγιμότητα, είναι πολύ σημαντικά. Τα υγρά που μπορεί να φαίνονται ελπιδοφόρα στο ABR των υπολογισμών μοντέλων που λαμβάνουν υπόψη μόνο τα ενεργειακά ισοζύγια, μπορεί να οδηγήσουν σε μεγάλο εξοπλισμό (ως εκ τούτου κόστος κεφαλαίου) λόγω υψηλού ιξώδους ή χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας. Είναι σαφές ότι απαιτούνται πρόσθετες έρευνες.

Ενώ στις περισσότερες περιπτώσεις η εκτίμηση παραμέτρων πραγματοποιείται για τα μόρια και τις αλληλεπιδράσεις τους μέσα σε μείγματα, οι αναφερθείσες περιπτώσεις χρήσης unifac ακολουθούν ένα διαφορετικό σκεπτικό. Το τελευταίο ακολουθεί ένα μοντέλο αντί να τοποθετεί μοντέλα για ολόκληρα μόρια, αναπτύσσονται μοντέλα για τα μοριακά θραύσματα που περιλαμβάνουν μόρια[57]. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι ιδιότητες ενός μορίου καθορίζονται συνήθως με βάση τις συνεισφορές από τα θραύσματά του. Η προσέγγιση είναι πολύ βολική επειδή οι συνεισφορές των μοριακών θραυσμάτων είναι μεταβιβάσιμες και εφαρμόζονται σε όλες τις μοριακές δομές στις οποίες μπορεί να συμμετέχει κάθε θραύσμα. Ως εκ τούτου, είναι δυνατή η εκτέλεση προβλέψεων για οποιαδήποτε επιθυμητή μοριακή δομή, ακόμη και για εκείνες των οποίων οι ιδιότητες δεν έχουν μετρηθεί ποτέ πειραματικά. Η συνεισφορά του συστήματος χρησιμοποιήθηκε στις εργασίες των Louaer κ.α. [25] και Tora [31] (Πίνακας 2). Η μέθοδος είναι πολύ ελκυστική για γρήγορη αναζήτηση μεταξύ μεγάλων υποψήφιων ρευστών για τον εντοπισμό ελπιδοφόρων επιλογών. Ωστόσο, μπορεί να μην είναι τόσο ακριβής όσο τα μοντέλα που τοποθετήθηκαν για τα συγκεκριμένα, επιθυμητά μόρια ή για υγρά που παρουσιάζουν μη ιδανική συμπεριφορά.

4. Ανασκόπηση διατάξεις κύκλων στη βιβλιογραφία

Η ανασκόπηση που παρουσιάστηκε στην προηγούμενη ενότητα επεσήμανε ορισμένες διαμορφώσεις κύκλου που χρησιμοποιούνται με οργανικά υγρά εργασίας. Αυτή η ενότητα περιγράφει τα τεχνικά χαρακτηριστικά αυτών των κύκλων. Οι πίνακες 6 και 7 απεικονίζουν τα βασικά χαρακτηριστικά, συμπεριλαμβανομένου του αριθμού των επιπέδων θερμοκρασίας και πίεσης, καθώς και τον αριθμό και τον τύπο των λειτουργικών μονάδων που χρησιμοποιήθηκαν. Η περιγραφή των διαφόρων διαμορφώσεων απαιτεί αποσαφήνιση της χρησιμοποιηθείσας ορολογίας. Ο όρος "βασικός κύκλος" επανεμφανίζει την απλούστερη συνεργασία του συστήματος ABR, γνωστή ως ενιαίο αποτέλεσμα, η οποία εμφανίζεται στο σχήμα 1. Ο όρος "αποτέλεσμα" αναφέρεται στον αριθμό των φορών που χρησιμοποιείται η εξωτερική είσοδος θερμότητας σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση στον κύκλο για την παραγωγή ψυκτικού ατμού. Ο όρος "στάδιο" αναφέρεται στον αριθμό των βασικών κύκλων ενός σταδίου και ενός αποτελέσματος στα οποία μπορεί να αποσυντεθεί ο κύκλος. Ο όρος "ανύψωση θερμοκρασίας" αναφέρεται στη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εξατμιστή (TE, πηγή θερμότητας) και του συμπυκνωτή (TC, ψύκτης). Το πεδίο συγκέντρωσης αναφέρεται στο εύρος συγκέντρωσης του απορροφητικού ψυκτικού μείγματος, δεδομένης της θερμοκρασίας λειτουργίας και της πίεσης του κύκλου υπό συνύπαρξη. Η COP αναφέρεται στο συντελεστή απόδοσης του κύκλου λειτουργίας και είναι ο λόγος της θερμότητας που αφαιρείται στον πορώδες εξατμιστή (Q_E) προς την εισροή ενέργειας στον αναγεννητή (Q_G). Τέλος, η ο λόγος κυκλοφορίας αναφέρεται στο ρυθμό ροής μάζας του διαλύματος πάνω από το ρυθμό ροής μάζας του ψυκτικού μέσου που εισέρχεται στον εξατμιστή χαμηλής πίεσης.

4.1. Κύκλοι διπλής επίδρασης και ανόρθωσης

Σε σύγκριση με τα συστήματα μονής βαθμίδας (σχήμα. 1), τα συστήματα ABR διπλής βαθμίδας είναι πιο περίπλοκα και ένας μεγάλος αριθμός διαφορετικών διαμορφώσεων μπορεί να βρεθεί στη βιβλιογραφία. Η τροποποίηση της εγγύησης μπορεί να ταξινομηθεί σε τροποποιήσεις που σχετίζονται με τη θερμότητα και τη σύζευξη μάζας. Αυτά χρησιμοποιούνται για την επίτευξη υψηλότερης θερμοκρασίας ανύψωσης ή για τη βελτίωση της απόδοσης του κύκλου. Επίσης, και οι δύο σύνδεσμοι μπορούν να εφαρμοστούν είτε εξωτερικά, μεταξύ των διαφορετικών κύκλων, είτε εσωτερικά, μέσα σε έναν ενιαίο κύκλο. Σύμφωνα με τους Xu και Wang [106], στο εξωτερικό κύκλωμα η σύζευξη θερμότητας αναφέρεται σε συστήματα που χρησιμοποιούν την εξωτερική

θερμότητα δύο φορές για την παραγωγή ατμών ψυκτικού μέσου. Η εξωτερική σύζευξη μάζας κυκλώματος αναφέρεται σε συστήματα που χρησιμοποιούν σύζευξη μάζας μεταξύ δύο συσκευών προκειμένου να επιτευχθεί ανύψωση υψηλότερης θερμοκρασίας. Οι κύκλοι πολλαπλών βαθμίδων περιορίζονται από την αλληλεπίδραση μεταξύ της θερμοκρασίας των εξαρτημάτων αποβολής θερμότητας και λήψης θερμότητας, που επηρεάζουν την ευελιξία του κύκλου έναντι των διακυμάνσεων της θερμοκρασίας. Προκειμένου να ξεπεραστούν αυτοί οι περιορισμοί, η ζεύξη θερμότητας εσωτερικού κυκλώματος χρησιμοποιείται για την ενίσχυση της ευελιξίας του κύκλου και αναφέρεται σε συστήματα που χρησιμοποιούν θερμική σύζευξη μεταξύ των μονάδων που υπάρχουν ήδη εντός του κύκλου. Οι προαναφερθείσες τροποποιήσεις σχετίζονται με τις ιδιότητες του υγρού εργασίας (π.χ. θερμοκρασία, πίεση και πεδίο συγκέντρωσης), με το διαθέσιμο επίπεδο εξωτερικής θερμοκρασίας θερμότητας (θερμότητα χαμηλής/υψηλής ποιότητας) και με την επαληθευμένη εφικτή απόδοση (θερμοκρασία και ψύξη του εξατμιστή χωρητικότητας). Ένας μεγάλος αριθμός διαφορετικών διαμορφώσεων για της διπλής βαθμίδας ABR μπορεί να βρεθεί στη βιβλιογραφία. Ωστόσο, στην περίπτωση κύκλων που χρησιμοποιούν οργανικά μείγματα ως εργαζόμενα ρευστά, έχει δοκιμαστεί μόνο ένας μικρός αριθμός διαφορετικών διαμορφώσεων.

Σύζευξη θερμότητας

Η σύζευξη θερμότητας μπορεί να εφαρμοστεί μεταξύ δύο διαφορετικών μονάδων, για παράδειγμα συμπυκνωτής-αναγεννητής, απορροφητής-αναγεννητής, απορροφητής-εξατμιστής, και εξατμιστής-συμπυκνωτής. Η τροποποίηση αυτή βελτιώνει την αντοχή και / ή μπορεί να παράγει αύξηση της θερμοκρασίας σε σύγκριση με τα συστήματα μονής βαθμίδας

Συμπυκνωτής-αναγεννητής

Η διαμόρφωση του κύκλου διπλής βαθμίδας που παρουσιάζεται στο σχήμα 2 (*DE-CG*, που προέρχεται από αναγεννητή συμπυκνωτή διπλής βαθμίδας) είναι το προϊόν της σύζευξης θερμότητας μεταξύ ενός συμπυκνωτή και ενός αναγεννητή. Αυτή η διαμόρφωση χρησιμοποιεί έναν πρόσθετο αναγεννητή σε σύγκριση με τον βασικό κύκλο και μπορεί να χωριστεί σε 2 βασικούς κύκλους που συνδέονται σε σειρά. Ο πρώτος αποτελείται από τον απορροφητή, τον εξατμιστή, τον αναγεννητή υψηλής πίεσης και τον αναγεννητή χαμηλής πίεσης (που λειτουργεί ως συμπυκνωτής). Ο δεύτερος κύκλος αποτελείται από τον ίδιο απορροφητή και εξατμιστή, καθώς και από τον αναγεννητή χαμηλής πίεσης και τον συμπυκνωτή. Ο κύκλος λειτουργεί ιδανικά σε τρία διαφορετικά επίπεδα πίεσης και πέντε επίπεδα θερμοκρασίας. Ο πρώτος αναγεννητής λειτουργεί σε υψηλή πίεση, ο δεύτερος αναγεννητής και ο συμπυκνωτής λειτουργούν σε ενδιάμεση πίεση, ενώ οι μονάδες απορροφητή και εξατμιστή λειτουργούν σε επίπεδο χαμηλής πίεσης. Τα πέντε επίπεδα θερμοκρασίας βρίσκονται στον εξατμιστή (TE), στον απορροφητή (TA), στον συμπυκνωτή (TC), στον αναγεννητή υψηλής πίεσης (TG, HP) και στον αναγεννητή χαμηλής πίεσης (TG, LP). Ο αναγεννητής διπλής βαθμίδας στη διαδικασία χρησιμοποιεί τη θερμότητα που απελευθερώνεται κατά τη διάρκεια της συμπύκνωσης του ατμού που παράγεται στον αναγεννητή μονής βαθμίδας προκειμένου να παρασχεθεί η απαραίτητη εισαγωγή θερμότητας στον αναγεννητή διπλής βαθμίδας. Η θερμότητα παρέχεται εξωτερικά στον πρώτο αναγεννητή (QG1) και χρησιμοποιείται δύο φορές για την παραγωγή ατμών του ψυκτικού μέσου. Επίσης, οι μονάδες απορροφητή και συμπυκνωτή ψύχονται αποβάλλοντας θερμότητα (Q_A, Q_C) στο περιβάλλον (ψύκτρα). Επιπλέον, η θερμότητα (Q_E) που παρέχεται στον εξατμιστήρα από την πηγή θερμότητας χρησιμοποιείται προκειμένου να προσφέρει κλιματισμό

Μελέτες που χρησιμοποιούν τη διαμόρφωση του κύκλου DE-CG με τη χρήση οργανικών υγρών εργασίας παρουσιάζονται στα σημεία. [37,40,41,47,48](αναλυτικά στο τμήμα 2.), ενώ παρόμοιος κύκλος με τη χρήση $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ παρουσιάζεται από BenEzzine κ.ά. [107]. Ο κύκλος αυτός χρησιμοποιεί δύο μονάδες συμπίκνωσης αντί για μία, αλλά χρησιμοποιείται θερμότητα που αποβάλλεται στο δεύτερο συμπυκνωτή για την παραγωγή ατμών του ψυκτικού μέσου στον πρώτο (χαμηλής πίεσης) αναγεννητή.

Απορροφητής-αναγεννητής.

Η διαμόρφωση του κύκλου διπλής βαθμίδας που παρουσιάζεται στο σχήμα. 3 (DE-AG-1) είναι το προϊόν της σύζευξης θερμότητας μεταξύ ενός απορροφητή και μιας μονάδας συμπυκνωτή όταν συνδέεται παράλληλα. Ο κύκλος μπορεί να χωρίζεται σε δύο βασικούς κύκλους, ο καθένας χρησιμοποιώντας την ίδια μονάδα εξατμιστή και συμπυκνωτή καθώς και διαφορετικές μονάδες απορροφητή και αναγεννητή. Οι ατμοί ψυκτικού μέσου σε χαμηλή πίεση (έξοδος εξατμιστή) χωρίζονται σε δύο ρεύματα που τροφοδοτούν και τους δύο απορροφητές. Ένα ισχυρό ψυκτικό διάλυμα σε χαμηλή πίεση (πρώτη και δεύτερη έξοδος απορροφητή) αντλείται μέσω από τους εναλλάκτες θερμότητας (SHX 1 and SHX 2) και στους αναγεννητές (πρώτος και δεύτερος αναγεννητής, αντίστοιχα) που εργάζονται σε υψηλή πίεση. Το ισχυρό ψυκτικό διάλυμα διαχωρίζεται στο ρεύμα του ψυκτικού μέσου που επιστρέφει στον αντίστοιχο απορροφητή μέσω του αντίστοιχου SHX, στο πλούσιο ψυκτικό ρεύμα που κατευθύνεται προς τους ανορθωτές (ανορθωτής 1 και 2). Οι ατμοί ψυκτικού μέσου σε υψηλή πίεση (και από τους δύο ανορθωτές) συνδυάζονται πριν εισέλθουν στον συμπυκνωτή. Η θερμότητα παρέχεται στο δεύτερο αναγεννητή (QG2) και αποβάλλεται στον συμπυκνωτή (QC), στον πρώτο απορροφητή (QA1) και στους ανορθωτές (QR1, QR 2, QR3) (εάν μια τέτοια μονάδα απαιτείται και περιλαμβάνεται στο φύλλο ροής). Η εξωτερική θερμότητα χρησιμοποιείται στο δεύτερο αναγεννητή (QG2), ενώ η θερμότητα που αποβάλλεται από το δεύτερο απορροφητή (QA2) χρησιμοποιείται ως εισαγωγή θερμότητας στην πρώτο αναγεννητή (QG1) (εξ ου και η διπλή βαθμίδα). Ο κύκλος λειτουργεί σε δύο διαφορετικά επίπεδα πίεσης και τα δύο κυκλώματα απορροφητή-αναγεννητή συνδέονται παράλληλα με τις μονάδες συμπυκνωτή-εξατμιστή.

Μια παρόμοια διαμόρφωση, που παρουσιάζεται στο σχήμα. 4 (DE-AG-2), είναι το προϊόν της ζεύξης θερμότητας μεταξύ του απορροφητή και των μονάδων αναγεννητή όταν οι δύο κύκλοι συνδέονται σε σειρά αντί παράλληλα. Σε αυτή τη διαμόρφωση κύκλου, η θερμότητα παρέχεται στον δεύτερο αναγεννητή (QG2) και αποβάλλεται στο συμπυκνωτή (QC) και στον πρώτο απορροφητή (QA1). Η θερμότητα που ανακαταλαμβάνεται από το δεύτερο απορροφητή (QA2) χρησιμοποιείται ως είσοδος θερμότητας στον πρώτον αναγεννητή (QG1), εξ ου και η διπλή βαθμίδα. Ο κύκλος λειτουργεί σε τρία διαφορετικά επίπεδα πίεσης και τα δύο κυκλώματα απορροφητή-αναγεννητή συνδέονται σε σειρά σε σχέση με τις μονάδες συμπυκνωτή-εξατμιστή. Και οι δύο διαμορφώσεις DE-AG-1 και DE-AG-2 μπορούν να αυξήσουν την απόδοση του κύκλου όταν λειτουργούν σε υψηλότερη θερμοκρασία λειτουργίας. Από την άλλη πλευρά και οι δύο λειτουργούν σε δύο διαφορετικά επίπεδα συγκέντρωσης (που καθορίζονται από τα επίπεδα θερμοκρασίας) γεγονός που καθιστά το σύστημα λιγότερο ευέλικτο όσον αφορά τον σχεδιασμό του ελεγκτή και τη δυναμική απόδοση. Επίσης, η κύρια δυσκολία κατά το σχεδιασμό ενός κύκλου ψύξης απορρόφησης διπλής βαθμίδας σύζευξης θερμότητας είναι να βρεθεί η ισορροπία μεταξύ των ρυθμών μάζας και ροής ενέργειας που μπορούν να εξασφαλίσουν τη βέλτιστη απόδοση. Ένας σημαντικός λειτουργικός περιορισμός είναι ότι στην είσοδο του συμπυκνωτή το μείγμα πρέπει να είναι κορεσμένος ατμός του καθαρού ψυκτικού μέσου. Οποιοσδήποτε ακαθαρσίες (απορροφητής) μπορούν σημαντικά να μειώσουν την απόδοση του κύκλου. Για να επιτευχθούν αυτές οι συνθήκες, σε διαμόρφωση DE-AG-1, η αναλογία μεταξύ ψυκτικού μέσου ατμού (έξοδος εξατμιστή) προς το πρώτο και το δεύτερο

απορροφητή πρέπει να ρυθμιστούν αναλόγως, προκειμένου να εξισορροπηθεί η θερμότητα που αποβάλλεται από τον δεύτερο απορροφητή (παρέχεται στον πρώτο αναγεννητή για την παραγωγή ατμών). Στο DE-AG-2, η αναλογία μεταξύ της κλίσης στο διάλυμα ψυκτικού μέσου που κατευθύνεται προς τη δεύτερο εναλλάκτη θερμότητας (SHX 2) και του πρώτου αναγεννητή είναι η μεταβλητή που πρόκειται να ρυθμιστεί. Οι μελέτες που χρησιμοποιούν τη διαμόρφωση κύκλου DE-AG-1 παρουσιάζονται από τους Adewusi κ.α. [103] και Herold κ.α. [105]. Και οι δύο μελέτες αφορούν την περίπτωση κατά την οποία ένα μείγμα $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ χρησιμοποιείται ως υγρό εργασίας. Επίσης, ο BenEzzine κ.α. [104] παρουσίασαν μελέτη που χρησιμοποιεί το μείγμα $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ [104], ενώ η εναλλακτική διαμόρφωση με μερικό ανορθωτή παρουσιάζεται από τους Herold κ.α. [105].

Απορροφητής-εξατμιστής

Η διαμόρφωση του κύκλου διπλής βαθμίδας που παρουσιάζεται στο σχήμα. 5 (DL-AE) είναι το προϊόν της θερμικής σύζευξης μεταξύ του απορροφητή και των μονάδων εξατμίστη, γεγονός που οδηγεί σε διπλό κύκλο ανύψωσης. Ωστόσο, η αύξηση της θερμοκρασίας έρχεται με το πρόσθετο ενδιάμεσο επίπεδο πίεσης εργασίας και απαιτεί μικρότερο πεδίο συγκέντρωσης. Αυτή η ρύθμιση παραμέτρων χρησιμοποιεί δύο επιπλέον μονάδες, έναν ελεγκτή απορροφητή σε σύγκριση με τον βασικό κύκλο και μπορεί να χωριστεί σε δύο κύκλους συνδεδεμένους σε σειρά. Ο συμπυκνωτής και ο αναγεννητής λειτουργούν σε επίπεδο υψηλής πίεσης. Ο πρώτος εξατμιστής και απορροφητής λειτουργούν σε επίπεδο χαμηλής πίεσης, ενώ ο δεύτερος εξατμιστής και απορροφητής λειτουργεί σε ενδιάμεσο επίπεδο πίεσης. Η θερμότητα παρέχεται στον αναγεννητή(QG2) και αποβάλλεται στο συμπυκνωτή (QC),στο δεύτερο απορροφητή(QA2)και στον ανορθωτή (QR). Η θερμότητα που αποβάλλεται στον πρώτο απορροφητή(QA1) χρησιμοποιείται για να παρέχει την απαραίτητη θέρμανση για το δεύτερο εξατμιστή (QE2),ενώ ο πρώτος εξατμιστής απορροφά θερμότητα (QE1) από την πηγή θερμότητας προκειμένου να παρέχει το ψυκτικό αποτέλεσμα. Αυτός ο κύκλος δεν είναι κύκλος διπλής βαθμίδας. Αν και η θερμότητα που χρησιμοποιείται από την εξωτερική πηγή χρησιμοποιείται δύο φορές μέσα στον κύκλο (αναγεννητής και δεύτερος εξατμιστής) χρησιμοποιείται μόνο μία φορά για την παραγωγή ατμών του ψυκτικού μέσου.

Εξατμιστής-συμπυκνωτής

Η διαμόρφωση του κύκλου διπλής βαθμίδας που παρουσιάζεται στο σχήμα. 6 (DS-EC) είναι το προϊόν της θερμικής σύζευξης μεταξύ του εξατμιστήρα και των μονάδων συμπυκνωτή δύο βασικών κύκλων. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ένα σύστημα διπλού βρόχου που μπορεί να προσφέρει υψηλότερη ανύψωση θερμοκρασίας λόγω του γεγονότος ότι το δεύτερο στάδιο λειτουργεί σε χαμηλότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Ως εκ τούτου, μπορεί να επιτευχθεί χαμηλότερη θερμοκρασία εξατμίστη στο δεύτερο εξατμιστή. Η θερμότητα που αποβάλλεται στο συμπυκνωτή του δεύτερου κύκλου (QC2)χρησιμοποιείται προκειμένου να παρασχεθεί η απαραίτητη θερμότητα στον εξατμιστή του πρώτου κύκλου (QE1). Επίσης, η θερμότητα παρέχεται και στους δύο αναγεννητές(QG1,QG2),ενώ η θερμότητα αποβάλλεται στον πρώτο συμπυκνωτή(QC1) και στον πρώτο και δεύτερο απορροφητή (Q A 1,QA2). Ο δεύτερος εξατμιστής απορροφά θερμότητα από την πηγή θερμότητας προκειμένου να παρέχει την επίδραση ψύξης (QE2). Αυτός ο κύκλος δεν είναι κύκλος διπλής βαθμίδας. Αν και η θερμότητα που παρέχεται από την εξωτερική πηγή χρησιμοποιείται δύο φορές μέσα στον κύκλο (δεύτερη γεννήτρια και πρώτος εξατμιστής) χρησιμοποιείται μόνο μία φορά για την παραγωγή ατμών ψυκτικού μέσου. Αυτός ο κύκλος μπορεί να λειτουργήσει χρησιμοποιώντας δύο διαφορετικά μείγματα ρευστών ή σε δύο διαφορετικά σύνολα πίεσης λειτουργίας σε κάθε ένα από τα δύο

ξεχωριστά στάδια. Οι Songara κ.ά.[40] και Jelinek και Borde [39] έχουν μελετήσει την απόδοση διαμόρφωσης του κύκλου DS-EC χρησιμοποιώντας οργανικά μείγματα ως υγρά εργασίας

Μαζική σύζευξη

Παρόμοια με την εξωτερική σύζευξη θερμότητας, μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί η εξωτερική σύζευξη μάζας. Η εξωτερική σύζευξη μάζας κυκλώματος αναφέρεται σε συστήματα που η ενωμένη ροή ατμών μεταξύ του απορροφητή και του αναγεννητή σε επίπεδο πίεσης μεταξύ των μεσολαβητών με αποτέλεσμα ένα σύστημα διπλής βαθμίδας(σχήμα. 7,DL-MC). Αυτά τα συστήματα ABR είναι επίσης κύκλοι μισής βαθμίδας(ή κύκλοι ανταλλαγής ατμών [42]) επειδή η COP τους είναι ίση με το ήμισυ των αντίστοιχων κύκλων μονής βαθμίδας (κύκλος μονής επίδρασης από πλευράς υγρού εργασίας), δεδομένου ότι μια μεγάλη ποσότητα θερμότητας παραδίδεται στην ενδιάμεση ψύκτρα [42]. Αυτή η διαμόρφωση χρησιμοποιεί έναν πρόσθετο απορροφητή και έναν πρόσθετο αναγεννητή, που συνδέονται σε σειρά. Μπορεί περαιτέρω να χωριστεί σε δύο βασικούς κύκλους που χρησιμοποιούν τον ίδιο εξατμιστή και συμπυκνωτή αλλά διαφορετικές μονάδες απορροφητή και αναγεννητή. Ο συμπυκνωτής και ο δεύτερος αναγεννητής λειτουργούν σε υψηλό επίπεδο πίεσης, ο εξατμιστής και ο πρώτος απορροφητής λειτουργούν σε χαμηλό επίπεδο πίεσης, ενώ ο πρώτος αναγεννητής και ο δεύτερος απορροφητής λειτουργούν σε επίπεδο ενδιάμεσης πίεσης. Η εξωτερική θερμότητα παρέχεται και στους δύο αναγεννητές(QG1, QG2, που λειτουργούν στο ίδιο επίπεδο θερμοκρασίας) ενώ αποβάλλεται στο συμπυκνωτή (QC), πρώτα και στο δεύτερο απορροφητή(Q A 1, QA2), καθώς και στους ανορθωτές (QR1, QR2), κατά περίπτωση. Ο εξατμιστής απορροφά τη θερμότητα (QE) από την πηγή θερμότητας προκειμένου να παρασχεθεί η επίδραση ψύξης. Σε σύγκριση με την προηγούμενη θερμότητα διαμόρφωσης το ολοκλήρωμα δεν χρησιμοποιείται εδώ. Αντίθετα, ο ατμός του ψυκτικού μέσου (πρώτος αναγεννητής) απορροφάται εκ νέου (δευτέρος απορροφητής) σε παρόμοια θερμοκρασία όπως στον πρώτο απορροφητή αλλά σε ενδιάμεση πίεση. Και τα δύο στάδια απασχολούν δύο διαφορετικές μονάδες αντλιών προκειμένου να παραχθεί το απαραίτητο επίπεδο πίεσης. Παραδείγματα μελετών που χρησιμοποιούν διαμόρφωση DL-MC κατά τη μελέτη οργανικών υγρών εργασίας παρουσιάζονται από τους Medrano κ.α. [42], Arivazhagan κ.λπ.

4.2. Ενσωμάτωση συστήματος έγχυσης

Μια εναλλακτική τροποποίηση διαμόρφωσης σχετίζεται με την ολοκλήρωμα μιας μονάδας εκτονωτή προκειμένου να βελτιωθεί η αποτελεσματικότητα του συστήματος. Η τροποποίηση αυτή αποσκοπεί στη μερική αποκατάσταση της πίεσης και ανάλογα με τη θέση της νέας μονάδας, στην ενίσχυση της διαδικασίας ανάμειξης. Επιπλέον, η τροποποίηση αυτή μπορεί να εφαρμοστεί τόσο σε κύκλους μονής όσο και σε κύκλους διπλής βαθμίδας.

Ένα παράδειγμα τέτοιας τροποποίησης του κύκλου μονής βαθμίδας, που εφαρμόζεται μεταξύ του αναγεννητή/ εξατμιστή/απορροφητή, παρουσιάζεται από τους Jelinek κ.α[43] χρησιμοποιώντας οργανικά μείγματα ως υγρά εργασίας και(σχήμα. 8α). Το διάλυμα του ψυκτικού μέσου (έξοδος αναγεννητή), υπό την προϋπόθεση ότι ένα επίπεδο υψηλής πίεσης, τροφοδοτείται μέσω του SHX και μέσω του εκτονωτή (ανάκτηση πίεσης) στον απορροφητή. Αυτό αυξάνει την πίεση του απορροφητή σε σχέση με την πίεση λειτουργίας του εξατμιστή. Εκτός από την προκαθορισμένη αύξηση, η διαδικασία ανάμειξης του διαλύματος και του ψυκτικού μέσου (ρεύμα εξόδου εξατμιστή) αυξάνεται πριν εισέλθει στον απορροφητή που επιτρέπει τη μείωση του λόγου κυκλοφορίας. Αυτή η διαμόρφωση λειτουργεί σε τρία επίπεδα πίεσης: αναγεννητής και συμπυκνωτής σε επίπεδο υψηλής πίεσης, εξατμιστή σε επίπεδο

χαμηλής πίεσης και απορροφητής σε ενδιάμεσο επίπεδο πίεσης. Η θερμότητα παρέχεται εξωτερικά στον αναγεννητή (QG) ενώ οι μονάδες απορροφητή (QA) και συμπυκνωτή (QC) ψύχονται αποβάλλοντας τη θερμότητα στο περιβάλλον. Επιπλέον, η θερμότητα (QE) που παρέχεται στον εξατμιστή από την πηγή θερμότητας χρησιμοποιείται προκειμένου να παρασχεθεί η επίδραση ψύξης. Μεταξύ άλλων αποτελεσμάτων, η αύξηση της COP έως και 20 % και η μείωση κατά 50 % της ροής στην ισχυρή αντλία διαλύματος ερευνάνται από τους συντάκτες.

Ένα παράδειγμα τέτοιας τροποποίησης του κύκλου διπλής βαθμίδας, που εφαρμόζεται μεταξύ του δεύτερου αναγεννητή/εξατμιστή/απορροφητή, παρουσιάζεται από τους Srikiirin κ.ά. [108] χρησιμοποιώντας ένα διάλυμα άλατος ως υγρό εργασίας (σχήμα. 8β). Αυτή η διαμόρφωση χρησιμοποιεί δύο αναγεννητές, ένας εκ των οποίων λειτουργεί σε υψηλή πίεση (αναγεννητής I) και μία σε επίπεδο χαμηλής πίεσης (αναγεννητής II). Η θερμότητα παρέχεται εξωτερικά στον πρώτο αναγεννητή (QG) και χρησιμοποιείται δύο φορές για την παραγωγή ατμών του ψυκτικού μέσου. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου χαμηλής πίεσης (αναγεννητής II) χρησιμοποιείται ως υγρό στον εκτονωτή, αναβαθμίζοντας την πίεση λειτουργίας του απορροφητή σε σχέση με τον εξατμιστή. Επιπλέον, ο απορροφητής ψύχεται με την αποβολή θερμότητας (QA) στο περιβάλλον (ψύκτρα). Αξίζει να σημειωθεί ότι ο διπλής βαθμίδας εκτονωτής δεν χρησιμοποιεί συμπυκνωτή. Οι ατμοί του ψυκτικού μέσου υψηλής πίεσης (έξοδος αναγεννητή I) συμπυκνώνονται στο δεύτερο αναγεννητή, ενώ ο απορροφητής χαμηλής πίεσης χρησιμοποιείται στον εκτονωτή.

4.3. Αυτόματο σύστημα πολλών βαθμίδων

Μια ενδιαφέρουσα προσέγγιση παρουσιάζεται από τον He κ.α. [44] και τον Chen [46]. Ο αυτόματος κύκλος ABR, που παρουσιάζεται μέσα στο σχήμα. 9, χρησιμοποιεί μείγματα R23, R32 και R134a ως ψυκτικό μέσο (αντί για ένα μόνο συστατικό) και DMF ως απορροφητικό. Στο συμπυκνωτή, ο ατμός ψύχεται με την αποβολή της θερμότητας στο συμπυκνωτή (QC) και έπειτα πηγαίνει σε έναν διαχωριστή μέσω μιας βαλβίδας επέκτασης. Σε αυτό το σημείο το ψυκτικό μέσο είναι χωρισμένο σε ένα υγρό ρεύμα, που αποτελείται πρώτιστα από το υψηλό ψυκτικό μέσο του σημείου βρασμού, και το ρεύμα ατμών, που αποτελείται πρώτιστα από το χαμηλό ψυκτικό μέσο του σημείου βρασμού. Το προηγούμενο ρεύμα τροφοδοτείται σε ενανεναλλάκτη θερμότητας (συμπυκνωτής-εξατμιστής) μέσω μιας βαλβίδας επέκτασης (μείωση πίεσης), όπου εξατμίζεται χρησιμοποιώντας τη θερμότητα που αποβάλλεται από το τελευταίο ρεύμα. Με αυτόν τον τρόπο η χαμηλή θερμοκρασία του μείγματος του σημείου βρασμού μειώνεται περαιτέρω και τροφοδοτείται διαδοχικά στον δεύτερο εξατμιστή. Η θερμότητα (QE) που παρέχεται σε αυτόν τον εξατμιστή από την πηγή θερμότητας χρησιμοποιείται προκειμένου να παρασχεθεί η επίδραση ψύξης σε μια πολύ χαμηλότερη θερμοκρασία. Οι ροές που εξέρχονται από τον εξατμιστήρα και τον εξατμιστήρα-συμπυκνωτή αναμειγνύονται και τροφοδοτούνται στον απορροφητήρα (ψύχονται με αποβολή θερμότητας στη ψύκτρα, QA) και αντλούνται διαδοχικά στον αναγεννητή. Αυτός δεν είναι ένας κύκλος διπλής βαθμίδας, καθώς η εξωτερική είσοδος θερμότητας (QG) χρησιμοποιείται μόνο μία φορά για την παραγωγή ατμών του ψυκτικού μέσου. Ωστόσο, η χρήση δύο υγρών ως ψυκτικών σωμάτων που έχουν διαφορετικό σημείο βρασμού επιτρέπει μια σημαντικά υψηλή θερμοκρασία ανύψωσης σε σύγκριση με το ενιαίο αποτέλεσμα και τη διαμόρφωση του κύκλου διπλής βαθμίδας.

4.4. Κύκλος τριπλής επίδρασης

Όσον αφορά τον κύκλο τριπλής βαθμίδας ABR, μόνο το $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ έχει ερευνηθεί στη βιβλιογραφία (σχήμα. 10). Αυτή η διαμόρφωση αποτελείται από έναν εξατμιστή και δύο συμπυκνωτές, δύο απορροφητές και δύο αναγεννητές καθώς επίσης και βοηθητικές μονάδες. Το σύστημα μπορεί να χωριστεί σε δύο βασικούς κύκλους συνδεδεμένους σε σειρά, καθένας από τους οποίους χρησιμοποιεί τον ίδιο εξατμιστή αλλά διαφορετικές μονάδες συμπυκνωτή, απορροφητή και αναγεννητή. Η εξωτερική θερμότητα (QG) χρησιμοποιείται για την παραγωγή ατμών ψυκτικού μέσου στη δεύτερο αναγεννητή. Η θερμότητα που αποβάλλεται από το δεύτερο συμπυκνωτή (QC2) και το δεύτερο απορροφητή (QA2) χρησιμοποιείται για την παραγωγή πρόσθετων ατμών του ψυκτικού μέσου στην πρώτη μονάδα αναγεννητή (εξ ου και η τριπλή βαθμίδα). Επιπλέον, ο πρώτος απορροφητής και ο πρώτος συμπυκνωτής ψύχονται αποβάλλοντας τη θερμότητα (QA1, QC1) στο περιβάλλον. Επίσης, η θερμότητα (QE) που παρέχεται στο εξατμιστή από την πηγή θερμότητας χρησιμοποιείται προκειμένου να υπάρχει ψύξη. Ο κύκλος λειτουργεί σε τρία επίπεδα πίεσης. Ο δεύτερος συμπυκνωτής και ο δεύτερος αναγεννητής λειτουργούν σε επίπεδο υψηλής πίεσης, ο εξατμιστής και οι δύο απορροφητές λειτουργούν σε επίπεδο χαμηλής πίεσης, ενώ ο πρώτος συμπυκνωτής και ο πρώτος αναγεννητής λειτουργούν σε ενδιάμεσο επίπεδο. Επιπλέον, λόγω του σφιχτού πεδίου διαλύματος του μείγματος $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, χρησιμοποιούνται εναλλάκτες θερμότητας για τη μείωση της θερμοκρασίας του πρώτου συμπυκνωτή και του πρώτου απορροφητή.

Ένα άλλο παράδειγμα διαμόρφωσης τριπλής βαθμίδας χρησιμοποιώντας το μείγμα $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ παρουσιάζεται στο Σχήμα 11. Σε σύγκριση με τη διαμόρφωση του δεύτερου σταδίου της τριπλής βαθμίδας, αυτή χρησιμοποιεί έναν απορροφητή και έναν συμπυκνωτή αντί για δύο καθώς και τρεις αναγεννητές αντί για δύο. Οι αναγεννητές συνδέονται σε σειρά. Το ισχυρό διάλυμα (έξοδος απορροφητή) διαιρείται σε τρία ρεύματα, καθένα από τα οποία προθερμαίνεται από διαφορετικό εναλλάκτη θερμότητας πριν εισέλθει στον αντίστοιχο αναγεννητή. Ο αναγεννητής υψηλής θερμοκρασίας χρησιμοποιεί εξωτερική θερμότητα (QG) προκειμένου να παράγει ψυκτικούς ατμούς, ενώ ο αναγεννητής μέσης θερμοκρασίας χρησιμοποιεί ένα ρεύμα ατμών ψυκτικού μέσου που εξέρχεται από τον πρώτο αναγεννητή ως πηγή θερμότητας. Ομοίως, στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας, το ρεύμα που εξέρχεται από τον αναγεννητή μέσης θερμοκρασίας χρησιμοποιείται ως πηγή θερμότητας. Η θερμότητα παρέχεται στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας, ενώ η θερμότητα αποβάλλεται στον συμπυκνωτή και στις μονάδες του απορροφητή. Αυτή η διαμόρφωση λειτουργεί σε δύο επίπεδα πίεσης. Οι αναγεννητές και ο συμπυκνωτής λειτουργούν σε επίπεδο υψηλής πίεσης, ενώ οι μονάδες εξατμιστή και απορροφητή λειτουργούν σε επίπεδο χαμηλής πίεσης.

5. Εμπορικές εφαρμογές

Ένας μεγάλος αριθμός βιομηχανικών και αστικών εφαρμογών του ηλιακού συστήματος ABR εγκαθίστανται σε όλο τον κόσμο. Ωστόσο, η συντριπτική πλειοψηφία αναφέρεται σε συστήματα που χρησιμοποιούν $\text{H}_2\text{O} / \text{LiBr}$ ως μείγμα εργασίας. Οι περισσότερες από αυτές τις εφαρμογές είναι συστήματα μονής και διπλής βαθμίδας, αν και οι μηχανές τριπλής βαθμίδας είναι εμπορικά διαθέσιμες. Ένας μικρότερος αριθμός εφαρμογών του συστήματος ABR μονής βαθμίδας που χρησιμοποιεί το μίγμα $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ως υγρό εργασίας εγκαθίστανται σε όλο τον κόσμο και παρουσιάζονται εν συντομία στον πίνακα 8. Σε όσα γνωρίζουν οι συγγραφείς, δεν υπάρχουν δημοσιεύσεις σε εμπορικές εφαρμογές που χρησιμοποιούν οργανικά μείγματα και ούτε στη διαμόρφωση του κύκλου διπλής βαθμίδας $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

6. Συμπεράσματα

Η διερεύνηση των υγρών εργασίας και των αντίστοιχων συστημάτων δείχνει ότι η πλειονότητα των ζευγών του ψυκτικού μέσου/απορροφητικών σωμάτων έχουν αξιολογηθεί σε σχέση με τις αποδόσεις της διεργασίας τους σε συστήματα μονής βαθμίδας, ενώ λιγότερα έχουν διερευνηθεί σε διπλής βαθμίδας ή άλλα συστήματα. Κανένα οργανικό ζεύγος, εκτός από το συμβατικό NH₃/H₂O, δεν έχει ερευνηθεί σε ένα τυπικό σύστημα τριπλής βαθμίδας. Οι συνθήκες διεργασίας και οι ικανότητες ψύξης του συστήματος ποικίλλουν σημαντικά, ενώ τα κριτήρια ανά μορφή περιλαμβάνουν πάντα την COP και τον λόγο κυκλοφορίας, που συχνά υποστηρίζονται από άλλες σημαντικές παραμέτρους. Ένα βασικό εύρημα είναι ότι η μοντελοποίηση του διορθωτή θεωρείται πολύ σπάνια ως μέρος του μοντέλου διαδικασίας ABR που χρησιμοποιείται για την προσομοίωση του συστήματος. Στις περισσότερες περιπτώσεις, θεωρείται ότι ο ατμός που παράγεται από τον αναγεννητή περιλαμβάνει καθαρή ψύξη, χωρίς να λαμβάνει υπόψη τη σημασία για τη λειτουργία ή το κόστος του αντίστοιχου διορθωτή. Το τελευταίο είναι μια διαδικασία της οποίας η δομή (συνήθως αριθμός δίσκων που απαιτούνται για το διαχωρισμό) έχει άμεσο αντίκτυπο στην καθαρότητα του παραγόμενου ατμού, ενώ επηρεάζει επίσης τα οικονομικά της διαδικασίας, καθώς το κόστος κεφαλαίου είναι ανάλογο με τον αριθμό των δίσκων.

Τα υγρά που χρησιμοποιούνται ως ψυκτικά μέσα είναι κυρίως ενώσεις αλογόνου που περιέχουν πολύ λίγα άτομα άνθρακα. Μια αξιοσημείωτη εξαίρεση είναι το έργο της Tora [10] που χρησιμοποίησε μια συστηματική προσέγγιση επιλογής υγρών εργασίας και έδειξε ότι άλλοι τύποι ενώσεων μπορεί επίσης να είναι ενδιαφέροντες επιλογές. Συνολικά, οι επιλογές του ψυκτικού μέσου που θεωρούνται μέχρι σήμερα είναι πολύ λίγες και οι δομές, ειδικά του αλογόνου, είναι πολύ παρόμοιες. Περισσότερη ποικιλία έχει αποδειχθεί στα απορροφητικά, όπου παρατηρούνται διάφορα είδη, συμπεριλαμβανομένων των ενώσεων που περιέχουν αιθέρα, αμίδιο, κετόνη, υ-δροξυλ-, αμίνη και εστέρα. Μεταξύ όλων των διερευνηθέντων υγρών, το R134a έχει λάβει μεγάλη προσοχή ως αντικατάσταση των R21 και R22 που περιέχουν χλώριο. Μαζί με το R161 φαίνεται να παρουσιάζουν καλή απόδοση σε μείγματα με υγρά που περιέχουν αμίνιο και αιθέρα, τα οποία είναι τα πιο συχνά απορροφητικά. Τα μείγματα που περιέχουν τέτοια ζεύγη ψυκτικών/απορροφητικών έχουν επίσης τύχει προσοχής όσον αφορά τις έρευνες ιδιοκτησίας τους, με τα περισσότερα από αυτά να επικεντρώνονται στην παραγωγή δεδομένων VLE. Σημαντικά λιγότερη προσοχή παρατηρείται σε ιδιότητες μεταφοράς όπως το ιζώδες, το οποίο είναι επίσης πολύ σημαντικό στην επιλογή μείγματος. Όσον αφορά τη μοντελοποίηση της μη ιδεατής υγρής φάσης, το NRTL χρησιμοποιείται κυρίως για την παραγωγή των παραμέτρων αλληλεπίδρασης και την πρόβλεψη συντελεστών δραστηριότητας με λιγότερες έρευνες που χρησιμοποιούν UNIFAC. Διάφορα κυβικά EoS έχουν επίσης διερευνηθεί με διαφορετικούς κανόνες ανάμειξης για τη φάση ατμού. Μια πιο προηγμένη EoS δηλαδή soft-SAFT έχει επίσης συζητηθεί μία φορά.

7. Μελλοντικές κατευθύνσεις

Είναι σαφές ότι οι μελλοντικές εργασίες θα πρέπει να περιλαμβάνουν πιο εκτεταμένη μελέτη και δοκιμή τροποποιημένων φύλλων ροής ABR, συμπεριλαμβανομένων τα συστήματα διπλής και τριπλής βαθμίδας, καθώς και περισσότερων υγρών. Σε όλες τις περιπτώσεις, οι επενδύσεις θα πρέπει να περιλαμβάνουν συστήματα υψηλότερης ψυκτικής ικανότητας. Τα συστήματα που έχουν ερευνηθεί μέχρι στιγμής είναι μικρής χωρητικότητας, αλλά η ψύξη με βάση το ABR είναι επίσης σημαντική για υποδομές μεγαλύτερης κλίμακας, όπως οι περιφερειακές ή βιομηχανικές επιχειρήσεις που βασίζονται σε μοντέλα και πειραματικά έργα, θα πρέπει να ενισχυθούν με

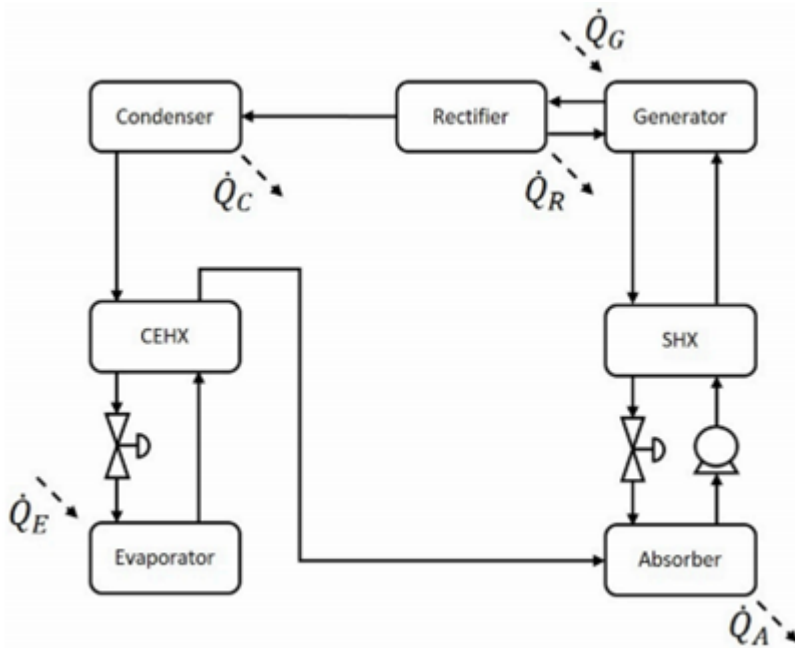
συμπληρωματικό τρόπο. Οι έρευνες βάσει μοντέλων θα πρέπει να χρησιμοποιούνται για τον αποτελεσματικό έλεγχο της επιλογής των ρευστών, των τροποποιήσεων της διεργασίας και των συνθηκών λειτουργίας, έτσι ώστε οι ελπιδοφόρες επιλογές να εντοπίζονται με σημαντική προσπάθεια και κόστος. Στη συνέχεια, οι επιλογές αυτές θα πρέπει να διερευνώνται πειραματικά. Η προσέγγιση αυτή καθίσταται ολοένα και πιο σημαντική, καθώς οι έρευνες εκτείνονται από απλούστερες σε πιο σύνθετες διαμορφώσεις ABR, όπου το κόστος των πειραμάτων είναι υψηλό. Το τελευταίο απαιτεί έρευνα προς τρεις κύριες κατευθύνσεις: ανάπτυξη και χρήση αξιόπιστων θερμοδυναμικών μοντέλων, χρήση πιο ρεαλιστικών μοντέλων διεργασιών ABR και δεικτών απόδοσης, καθώς και αξιοποίηση των προηγμένων, συστηματικών μεθόδων σχεδιασμού των ρευστών και των διεργασιών ABR.

Η έρευνα στον τομέα της θερμοδυναμικής θα επιτρέψει πιο αξιόπιστες και ακριβείς προβλέψεις των απαραίτητων ιδιοτήτων. Στο πλαίσιο μιας μεθοδολογικής προσέγγισης που χρησιμοποιεί αρχικά μοντέλα για τα γρήγορα υγρά και τον έλεγχο της διεργασίας, τα γενικά θερμοδυναμικά μοντέλα θα πρέπει να είναι ενισχυμένα και να χρησιμοποιούνται πριν από την τοποθέτηση παραμέτρων ειδικά για τα επιθυμητά μόρια. Η UNIFAC είναι ένα τέτοιο μοντέλο, όπως εξηγήθηκε προηγουμένως, το οποίο θα πρέπει να χρησιμοποιείται και να ενισχύεται για πιο απαιτητικά υγρά, όπως πολικά ή επιλογές που παρουσιάζουν συγκόλληση υδρογόνου. Θα πρέπει επίσης να χρησιμοποιούνται προηγμένα EoS, όπως μοντέλα που βασίζονται σε SAFT, καθώς επιτρέπουν αξιόπιστες προβλέψεις για ευρύ φάσμα πιέσεων και θερμοκρασιών. Νέα ομάδα και παράμετροι αλληλεπίδρασης θα πρέπει να ερευνηθούν για πρόσθετες χημικές ουσίες, πέραν των λίγων που ερευνήθηκαν και προσδιορίζονται στους πίνακες A1 και A2. Επιπλέον, τα μοντέλα για τις ιδιότητες μεταφοράς, όπως το ιξώδες και η θερμική αγωγιμότητα, θα πρέπει επίσης να λαμβάνουν μεγαλύτερη προσοχή, καθώς είναι πολύ σημαντικά για αξιόπιστες προσομοιώσεις των διεργασιών ABR.

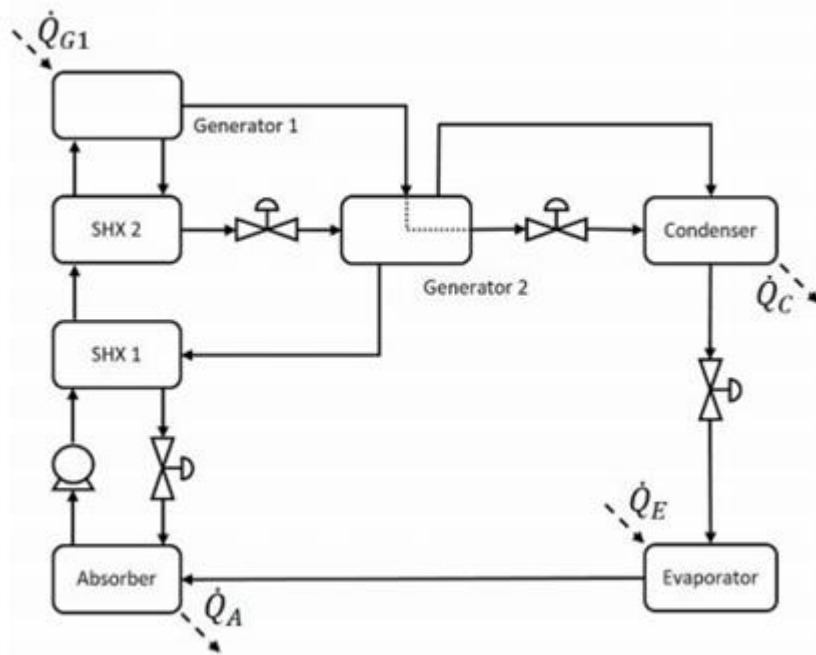
Μια άλλη σημαντική πτυχή είναι η χρήση οικονομικών κριτηρίων και κριτηρίων βιωσιμότητας σε προσομοιώσεις ρευστών εργασίας και διεργασιών ABR. Οι τρέχουσες εργασίες χρησιμοποιούν κυρίως δείκτες απόδοσης λειτουργίας, όπως ο λόγος COP και ο λόγος κυκλοφορίας, για να αναφέρουμε μόνο μερικούς. Οι δείκτες αυτοί παρέχουν μόνο έμμεσες πληροφορίες σχετικά με την καταλληλότητα των ρευστών και των διεργασιών. Οι επενδύσεις κεφαλαίου και τα λειτουργικά έξοδα είναι απαραίτητα για πιο αξιόπιστες συγκρίσεις. Για το σκοπό αυτό, τα χρησιμοποιούμενα συστήματα, είτε μοντέλα είτε πειραματικές ρυθμίσεις, θα πρέπει να εξετάζουν το ενδεχόμενο διόρθωσης. Το τελευταίο είναι σημαντικό επειδή η δομή του (π.χ. αριθμός σταδίων διαχωρισμού) και τα λειτουργικά χαρακτηριστικά (π.χ. αναλογία ατμών) καθορίζουν την απόδοση του διαχωρισμού και σχετίζονται άμεσα με τα οικονομικά. Τα χαρακτηριστικά βιωσιμότητας των υγρών, όπως η ασφάλεια, η υγεία και οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις, είναι επίσης σημαντικά ως κριτήρια επιλογής.

Τέλος, όλες οι παραπάνω συστάσεις θα πρέπει να ενσωματωθούν σε συστηματικές προσεγγίσεις για το σχεδιασμό και την επιλογή των εργαζόμενων ρευστών και των διεργασιών ABR. Ξεκινώντας από το μοριακό επίπεδο, παραδείγματα τέτοιων προσεγγίσεων περιλαμβάνουν τα έργα των Tora [10] και Louaer κ.α. [30]. Τέτοιες προσεγγίσεις είναι ελπιδοφόρες, καθώς έχουν επισημάνει νέες επιλογές υγρών σε σύγκριση με τις υπάρχουσες. Ωστόσο, υπάρχει μεγάλο περιθώριο για βελτίωση σε σχέση με τις χημικές ομάδες που εξέτασαν και άλλες πτυχές του προβλήματος του σχεδιασμού του μείγματος. Οι προσεγγίσεις μοριακού σχεδιασμού και σχεδιασμού με τη βοήθεια υπολογιστή έχουν προταθεί προηγουμένως για ψυκτικά, οργανικά υγρά και μείγματα κύκλου Rankine (ORC), καθώς και άλλους τύπους υγρών. Πρόσφατα, οι Linke κ.ά. [118] και Παπαδόπουλος κ.ά. [57] πρόσφεραν εκτενείς επισκοπήσεις στους τομείς του ORC και του μοριακού σχεδιασμού με τη βοήθεια του υπολογιστή, οι οποίες συνοψίζουν

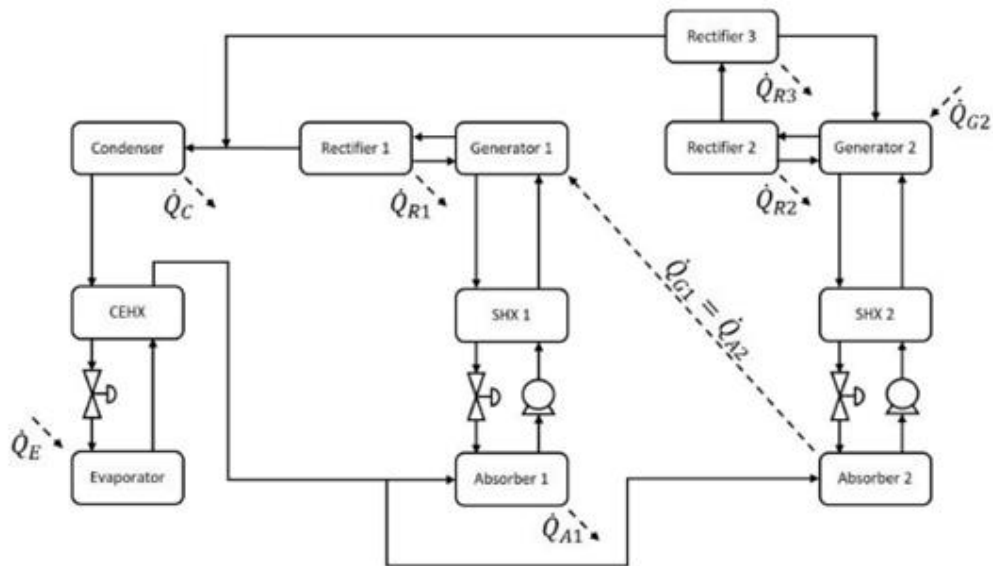
προηγούμενες προσπάθειες. Οι προσεγγίσεις στο σχεδιασμό των υγρών θα πρέπει να συνδυάζονται με μεθόδους βελτιστοποίησης και ενσωμάτωσης θερμότητας για τη συστηματική ταυτοποίηση των τροποποιήσεων της διαδικασίας ABR και την ενσωμάτωση με σύνθετες εξωτερικές πηγές θερμότητας (π.χ. πολλαπλές πηγές διαφορετικών θερμοκρασιών κ.λπ.). Επιπλέον, η δυναμική λειτουργία της διεργασίας και οι προσεγγίσεις ελέγχου είναι επίσης πολύ σημαντικές, καθώς τα συστήματα ABR συχνά απαιτείται να λειτουργούν με μεταβλητές πηγές θερμότητας (π.χ. ηλιακή). Και πάλι, θα μπορούσε να ακολουθηθεί το παράδειγμα του ORC [57,118] για τον προσδιορισμό πιθανών επιλογών και τεχνολογιών.



Σχήμα 1: Κύκλος ABR μόνης βαθμίδας

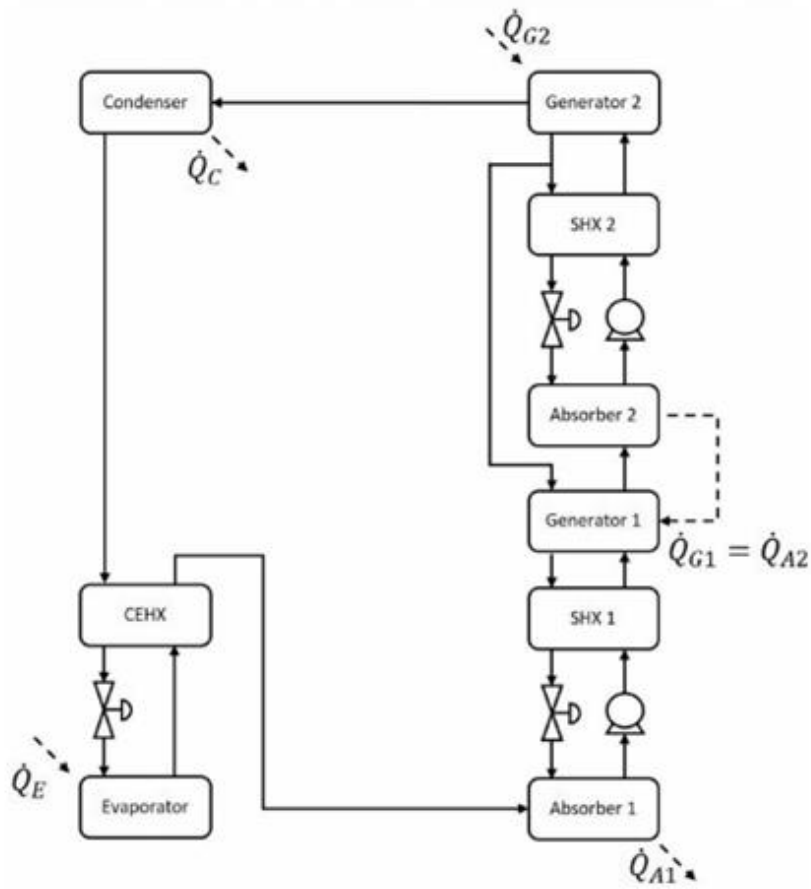


Σχήμα 2
Κύκλος διπλής βαθμίδας (DE-CG)

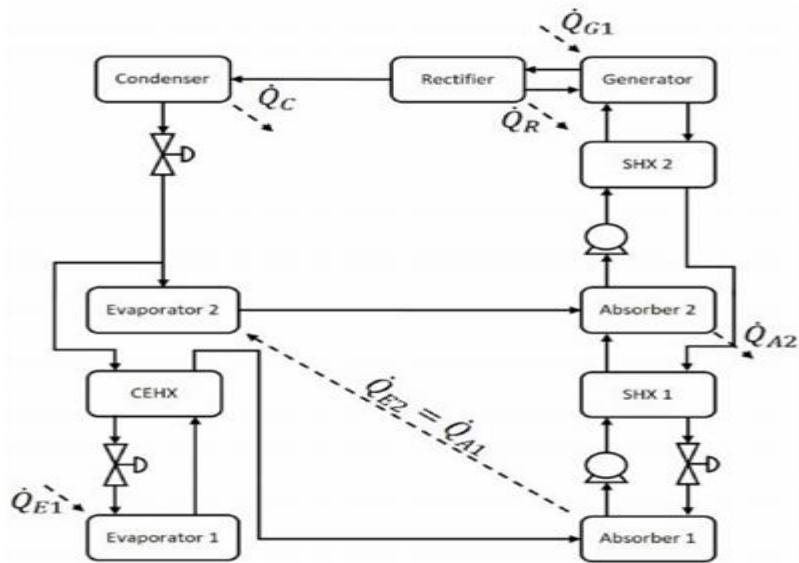


Σχήμα 3
Κύκλος διπλής βαθμίδας (DE-AG-1)

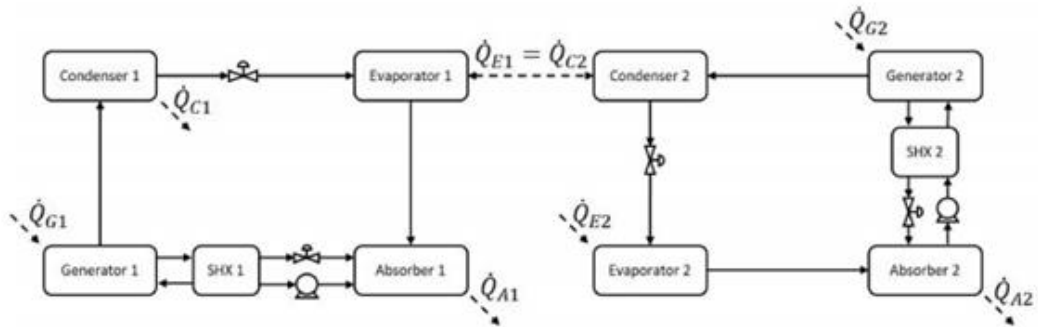
Σ



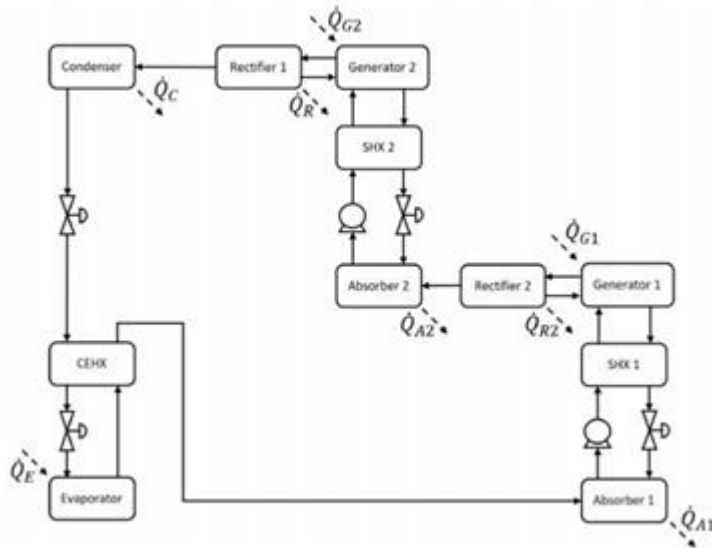
Σχήμα 4
Κύκλος διπλής επίδρασης (DE-AG-2).



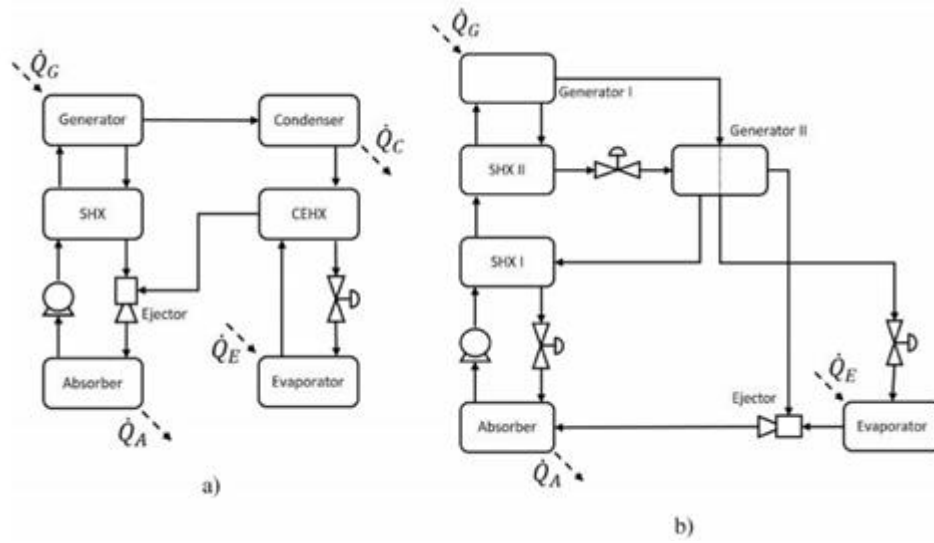
Σχήμα 5
Διπλός κύκλος ανύψωσης (DL-AE).



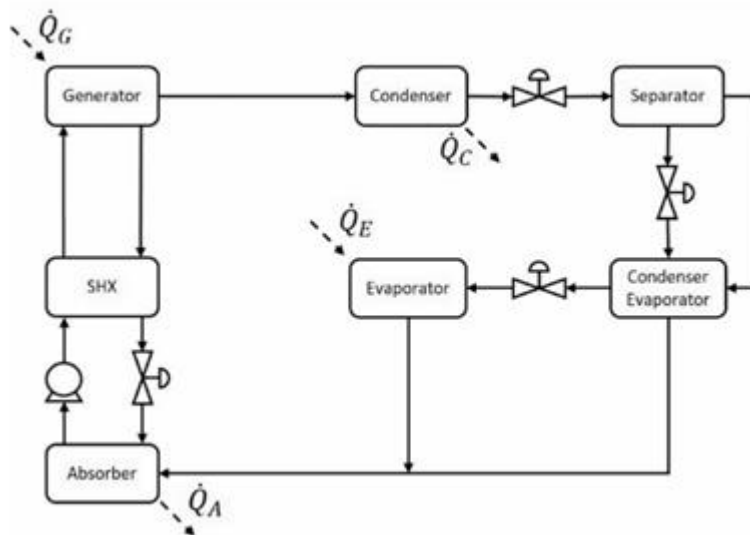
Σχήμα 6
Κύκλος διπλού σταδίου (DS-EC).



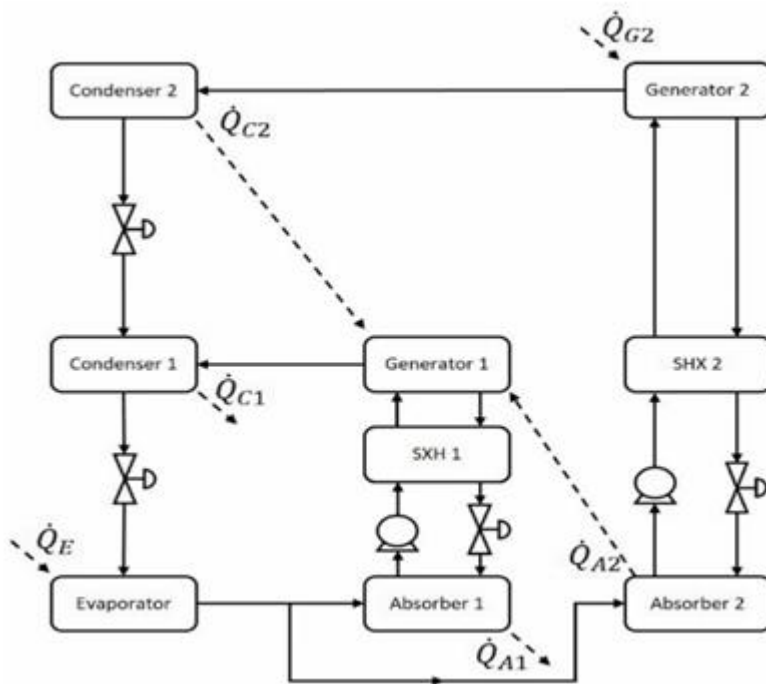
Σχήμα 7
Διπλός κύκλος ανύψωσης (DL-MC).



Σχήμα 8
 α) Κύκλος μονής βαθμίδας εξοπλισμένος με μονάδα εκτόξευσης και β) Κύκλος διπλής βαθμίδας εξοπλισμένος με μονάδα εκτόξευσης

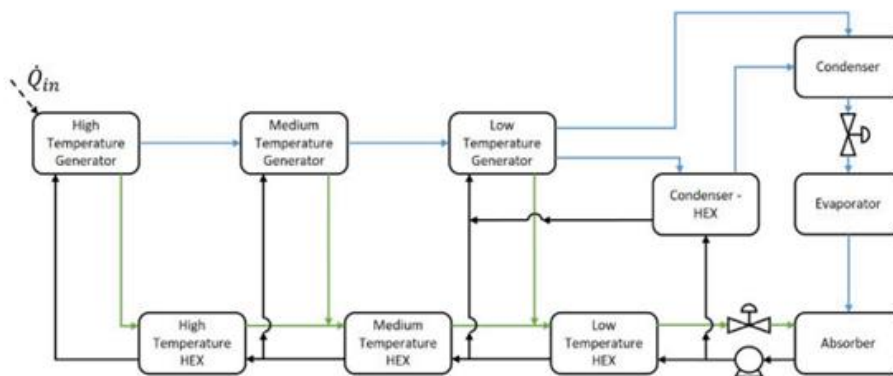


Σχήμα 9
 Αυτόματος κύκλος ψύξης απορρόφησης



Σχήμα 10
Τριπλό αποτέλεσμα, διαμόρφωση κύκλου διπλού σταδίου

Σχήμα 11
Τριπλό αποτέλεσμα, διαμόρφωση τριών σταδίων



Σχήμα 11
Τριπλό αποτέλεσμα, διαμόρφωση τριών σταδίων

Πίνακας 1

Μείγματα εργαζόμενων ρευστών που εξετάζονται σε μία μόνο επίδραση ABR, με ελάχιστες εξαιρέσεις όπου αναφέρεται ότι τα υγρά χρησιμοποιούνται σε συστήματα απορρόφησης αναβάθμισης θερμότητας

Ref.	ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΟΡΓΑΝΙΚΑ ΡΕΥΣΤΑ
[8]	NH ₃ /14BTD,NH ₃ /23BTD,NH ₃ /TEG,NH ₃ /TEGDME,R21/DEF,R21/DMF,R21/DADP, R21/TEGDME, R21/ETHL, R21/DEO, R22/DMA, R22/DEF, R22/DMF[12,13] R22/DEGDME,R22/TriEGDME,R22/TEGDME,R22/DMF,R22/DMA,R22/DMP,R22/NMP,R22/TMU,R22/HMPТА,R22/CH,R22/EGMEEA,R22/TEP,R22/AA
[14,15]	R22/DMETEG
[16]	TFE/H ₂ O/E181
[17]	R22/DEGDME,R22/TriEGDME,R22/DMETEG,R22/DMF,R22/DMA
[18]	R134a/DMEU,R134a/DMETEG,R134/MCL
[19]	R22/DMA,R22/DMETEG
[20]	R
	22/DM
	A,R22/
	DMET
	EG,R2
	2/DMF
[21,22]	R22/DMA,R22/DMETEG,R22/DMF
[23]	TFE-TEGDME,TFE-H ₂ O-TEGDME
[24]	R124/DMAC,R124/NMP,R124/MCL,R124/DMEU,R124/DMETEG
[25]	R134a/DMA,R22/DMA
[26]	TFE/NMP,TFE/E181,TFE/PYR
[27]	MAM/H ₂ O
[28]	R22/DEGDME, R22/TEGDME, R22/DMA, R22/DMF, R22/NMP, R32/PEB6, R32/PEB8, R125/PEC5, R125/PEB6, R125/PEB8, R125/PEC9, R134/TEGDME, R134a/PEC5, R134a/PEB6, R134a/PEB8, R134a/DMA, R134a/DMF, R134a/TEGDME, R134a/TrEGDME, R134a/DEGDME, R134a/PEB6, R152a/PEC5, R152a/PEC9, R152a/PEB8,R152a/PEB8
[29]	MAM/H ₂ O
[30]	R161/DMAC,R161/NMP,R161/MCL,R161/DMETEG,C ₃ H ₇ F/DMAC,C ₃ H ₇ F/NMP,C ₃ H ₇ F/MCL,C ₃ H ₇ F/DMETEG,C ₅ H ₉ F/DMAC,C ₅ H ₉ F/NMP,C ₅ H ₉ F/MCL,C ₅ H ₉ F/DMETEG,C ₃ H ₆ F ₂ /DMAC,C ₃ H ₆ F ₂ /NMP,C ₃ H ₆ F ₂ /MCL,C ₃ H ₆ F ₂ /DMETEG,C ₄ H ₉ F/DMAC,C ₄ H ₉ F/NMP,C ₄ H ₉ F/MCL,C ₄ H ₉ F/DMETEG,C ₃ H ₆ F ₂ /DMAC,C ₃ H ₆ F ₂ /NMP,C ₃ H ₆ F ₂ /MCL,C ₃ H ₆ F ₂ /DMETEG,C ₅ H ₁₁ F/DMAC,C ₅ H ₁₁ F/NMP,C ₅ H ₁₁ F/MCL,C ₅ H ₁₁ F/DMETEG,C ₄ H ₈ F ₂ /DMAC,C ₄ H ₈ F ₂ /NMP,C ₄ H ₈ F ₂ /MCL,C ₄ H ₈ F ₂ /DMETEG,
[31]	R134a/DMAC
[32]	R22/DMF,R134a/DMF,R32/DMF
[33]	R134a/DMF
[34]	R134a/DMAC
[35]	R134a/DMF
[10]	Propane/Water, Dimethyl-ether/Water, Isobutane/Water, n-Butane/Water, Acetaldehyde/Water, Propane/Ethanol, Dimethyl-ether/Ethanol, Isobutane/Ethanol, n-Butane/Ethanol,Acetaldehyde/Ethanol,Propane/Ethylether,Dimethyl-ether/Ethylether,Isobutane/Ethylether,n-Butane/Ethylether,Acetaldehyde/Ethylether, Propane/Acetone,Dimethyl-ether/Acetone,Isobutane/Acetone,n-Butane/Acetone,Acetaldehyde/Acetone
[36]	R161/DMF,R161/DMEDEG

Πίνακας 2
Χαρακτηριστικά λειτουργίας των διεργασιών που χρησιμοποιούνται σε διάφορες πηγές βιβλιογραφίας και στο επιλεγμένο ρευστό από τις επιλογές που αναφέρονται στους πίνακες 1 και 3.

[18] ^g	Single effect	70-120	35	5	35	-	COP, circulation ratio, pumping of the strong solution from low pressure in the absorber to high pressure in the generator per ton of refrigeration	R22/DME, R22/DMA
[12] ^e , [13] ^f	Single effect	150.6	43	11.5	45	4.7 kW	COP, circulation ratio	R22/DECME
[18] ^g	Single effect with jet ejector	80-150	32	-5	28	-	COP, circulation ratio	R134a/DMEU
[19] ^g	Single effect	75-95	20-30	-10-10	20-30	1 kW	COP, circulation ratio	R22/DMA
[20] ^g	Single effect	60-90	20	-10-10	50	1 kW	COP, circulation ratio, second law efficiency	Trade-offs between R22/DMA, R22/DNETEG
[21] ^g , [22] ^h	Single effect	50-60	20-50	-10-10	20-50	1 kW	COP, circulation ratio, heat exchanger and mass transfer effectiveness	Trade-offs between R22/DMA, R22/DNETEG
[24] ^f	Single effect with ejector	80-150	32	-5	28	-	COP, circulation ratio	R124-DMAC, R124-NMP
[25] ^f	Single effect	20-110	20-35	0-15	60-110	1 kW	COP, circulation ratio, second law efficiency	R134a/DMA
[27] ^g	Single effect	60-80	25-35	-10-10	25-35	-	COP, circulation ratio	MAN/H ₂ O
[28] ^g	Single effect	100	40	10	30	-	COP, circulation ratio	R22/DME, R22/TEGDME
[29] ^g	Single effect	60-100	30-40	-	30-40	-	COP and regression of predictive models for properties	MAN/H ₂ O
[30] ^g	Single effect	80-140	-	-	-	-	COP, circulation ratio	R161/DNETEG, C ₂ H ₂ /DNETEG
[31] ^g	Single effect	60-80	20-30	-5-15	20-30	1 kW	COP, circulation ratio, cooling capacity	R134a/DMAC
[32] ^g	Single effect	57-97	25-35	5-15	25-35	1 kW	COP, circulation ratio	R134a/DME
[33] ^g	Single effect	80-95	15-30	-	-	1 kW	Two-phase Reynolds number, driving pressure ratio of generator over absorber pressure, the corresponding driving temperature ratio, desorption ratio, Wessell number, Sherwood number, vapor quality, heat and mass transfer effectiveness, friction factor and COP	R134a/DME
[34] ^g	Single effect with reheating of residual refrigerant	110-170	25-35	-10-10	25-35	-	COP, circulation ratio, apparent cooling loss per unit refrigeration capacity	R134a/DMAC
[35] ^g	Single effect	67-95	15-30	-2.5-10	17-32	2-5 kW	COP, circulation ratio, difference between weak and strong solution	R134a/DME
[10] ^g	Single effect	91.5	43	0-20	16-43	-	COP and operating pressures	n-Butane/Ethanol
[36] ^g	Single effect	67-137	30	-10	30	-	COP, circulation ratio	R161/DME
[37] ^g	Single stage two and three pressure cycles, dual stage and double effect for R22 only	50-130 or 50 to 95 for R22 only	25-50	-20-15	-	1 kW	Development of fluid-based correlation for process performance prediction	No comparison
[38] ^g	Single effect with transfer tank	80-130	30	-20-10	30	-	COP, circulation ratio, minimum generator temperature, % transfer tank vapor flow	R22/DMA, R22/DME
[39] ^g	Single and double effect	100	35	-10	35	100 kW	COP, circulation ratio, heat transfer in main components, refrigerant and solution mass flow rates, water flow rates	R124/NMP
[40] ^g	Double effect cycle	G1:100-110, G2:60-75	25	0-10	25	1 kW	COP, circulation ratio, second law efficiency, concentration difference across absorbers	Trade-offs between the two fluids

Πίνακας 3

Μείγματα εργαζόμενων ρευστών που εξετάζονται σε συστήματα ABR εκτός από το ενιαίο αποτέλεσμα, με ελάχιστες εξαιρέσεις όπου αναφέρεται ότι τα ρευστά χρησιμοποιούνται σε συστήματα απορρόφησης

Ανα
φορ
ες Μείγμα εργαζόμενων ρευστών

-
- [37] R21/DMF, R22/DMF, R21/DMETEG
R22/DMA, R22/DMF, R22/DMETEG,
[38] R22/DMETrEG, R22/DMEDEG,
R22/NMP
R22/DMEU, R22/DMETEG, R22/DMAC,
[39] R124/NMP, R124/DMEU, R124/
MCL, R124/DMAC
[40] R134a/DMA, R22/DMA
- [41] R32/DMAC, R134a/DMAC, R124/DMAC
[42] TFE/TEΓΚNTME, Μεοχ/TEΓΚNTME
[43] R125/DMEU
[44] R23/R134a/DMF
[45] R134a/DMAC
[46] R23/R134a/DMF
[47] R134a/DMAC
[48] TFE/Κινολόνη
R134a/DMF, R32/DMF, R161/DMF,
[49] R152a/DMF
[50] TFE/NMP
[51] TFE/E181
-

Πίνακας 4

Μείγματα εργαζόμενων ρευστών και ιδιότητες που διερευνώνται στη δημοσιευμένη βιβλιογραφία

Αναφορ ά.	Μείγματα/Συστατικά	Είδος δραστηριότητας	Μετρήσιμες Ιδιότητες	Ιδιότητες μοντελοποίησης
[75]	R22/DMA, R22/CH, R22/DEG, R22/Ανιλίνη, R22/Ευλένιο	Πειραματικά και Μοντελοποίηση	Δεδομένα VLE	Πίεση
[76]	R134a/HEXG, R134a/TPIG, R134a/TETG (TEG), R134a/ TEΓΔΕ (TEΓΚNME)	Πειραματικά και Μοντελοποίηση	Διαλυτότητα	Διαλυτότητα
[77]	R152a/ PEC9, R32/PEB6, R125/PEB6, R134a/PEB6, R143a/PEB6, R152a/PEB6, R32/PEB9, R125/PEB9, R134a/PEB9, R143a/ PEB9, R152a/ΠEB9	Πειραματικά και Μοντελοποίηση	Διαλυτότητα, πυκνότητα, Η σταθερά του Χένρι	Συντελεστής δραστηριότητας υγρής φάσης, Η σταθερά του Χένρι
[80]	R32/PEC5, R125/PEC5, R134a/PEC5, R143a/PEC5, R152a/ PEC5, R32/PEC9, R125/PEC9, R134a/PEC9, R143a/PEC9, R152a/PEC9, R32/PEB6, R125/PEB6, R134a/PEB6, R143a/ PEB6, R152a/PEB6, R32/PEB9, R125/PEB9, R134a/PEB9, R143a/PEB9, R152a/ΠEB9	Μοντελοποίηση	Πίεση έναντι σύνθεσης δεδομένα για 4 ισοθερμές	Συντελεστές δραστηριότητας
[82]	R134a/Τριεγδμέ	Πειραματική	Πυκνότητα, περίσσεια γομφίου Όγκο	Πυκνότητα
[85]	R134a/DGEDM	Πειραματική	Πυκνότητα, περίσσεια γομφίου Όγκο	
[86]	MEGDME,DGEDM	Πειραματικά και Μοντελοποίηση	Πυκνότητα	Ισοβαρική θερμική έκτόνωση, , εσωτερική Πίεση
[91]	R134a/ TEGDME	Πειραματικά και Μοντελοποίηση	Ιξώδες	Ιξώδες, υπερβολική ενέργεια ενεργοποίησης ιξώδης ροή
[92]	R134a/Τριεγδμέ	Πειραματικά και Μοντελοποίηση	Ιξώδες	Ιξώδες
[93]	R134a/Τριεγδμέ	Πειραματική	Πίεση φυσαλίδων	Συντελεστής δραστηριότητας
[94]	R134a/Τριεγδμέ	Μοντελοποίηση	–	Ενέργεια Χέλμχολτς
[52]	R134a/MGEDM	Πειραματικά και	Δεδομένα VLE	Συντελεστές δραστηριότητας, πίεσεις ατμών

Πίνακας 5: Συνθήκες που χρησιμοποιούνται στις θερμοδυναμικές έρευνες των μειγμάτων των εργαζόμενων ρευστών

ΑΝ ΑΦ ΟΡΕ Σ	ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ(Κ)	ΠΙΕΣΗ(MPa)	ΛΟΓΟΣ ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΣΗΣ
[75]	273.15–373.15	–	$X_{RF}=0.95$
[76]	268.15–363.15	0.09–0.96	–
[77]	303–363	0.07–2.1	–

[80]	303,323,343,363	0.05–2.1	$X_{RF}=0.036–0.68\text{mol}\%$
[82]	293.15–353.15	upto60	–
[85]	293.15–353.15	upto60	–
[86]	293.15–353.15	upto60	–
[91]	293.15–353.15	10–100	–
[92]	293.15–353.15	10–100	$X_{RF} = 0.3427, 0.5940 X_{RF} > 0/7$
[93]	273–323	0.27–1.31	–
[94]	–	–	–
[52]	283.15–383.15	0.05–2.63	$X_{RF}=0.1602–1.0$
[54]	303.30–353.24	0.67–2.61	–
[59]	303–353	0.78–2.12	–
[60]	263.15–363.15	0.10–1.02	$X_{RF}=0.3583, 0.3637, 0.6596,$ 0.6635
[61]	283.15–363.15	0.12–2.71	$X_{RF}=0.1265–0.9657$
[95]	283.15–363.15	0.20–3.46	$X_{RF}=0.0965–0.7979$
[62]	293.15–353.15	0.11–2.03	$X_{RF}=0.1832–0.7860$
	293.15–353.15	0.17–1.83	$X_{RF}=0.1832–0.7896$
[63]	293.15–353.15	0.19–5.28	$X_{RF}=0.1269–0.9013$
	293.15–353.15	0.14–4.32	$X_{RF}=0.1212–0.8012$
	293.15–353.15	0.11–2.22	$X_{RF}=0.2217–0.9322$
[64]	293.15–353.15	0.14–2.46	$X_{RF}=0.2234–0.9050$
	293.15–353.15	0.08–2.61	$X_{RF}=0.1320–0.9145$
	293.15–353.15	0.07–2.30	$X_{RF}=0.1359–0.9127$
[65]	283.15–353.15	0.06–1.84	$X_{RF}=0.1372–0.9170$
	283.15–353.15	0.06–1.81	$X_{RF}=0.1608–0.9246$
[67]	293.15–353.15	0.14–2.68	$X_{RF}=0.1014–0.8837$
[68]	303.15–363.15	0.10–1.29	$X_{RF}=0.2036–0.8233$
	303.15–363.15	0.10–1.27	–
[69]	a283.15–323.15	a0.44–3.14	$X_{RF}=0-1$
	283.15–323.15	0.31–3.14	$X_{RF}=0-1$
[96]	283–363	0.10–95	–
[74]	293.15–353.15	0.083–2.20	$X_{RF}=0.0579–0.8940$
	293.15–353.15	0.08–2.08	$X_{RF}=0.1099–0.8742$

Πίνακας 6
 Βασικά χαρακτηριστικά των διαμορφώσεων των κύκλων

Αναφορά.	Εφέ/Ανελκυστήρας	ΣυΖεύξη	Συντομογραφία	Επίπεδο Θ	Επίπεδο Π	Abs	Gen	Cond
[37]	Διπλό αποτέλεσμα	αναγεννητής- Συμπυκνωτής	DE-CG	5	3	1	2	1
[39].	Διπλός ανελκυστήρας	Εξατμιστής- Συμπυκνωτής	DS-EC	–	3	2	2	2
[40]	Διπλό αποτέλεσμα	αναγεννητής- Συμπυκνωτής	DE-CG	5	3	1	2	1
	Διπλός ανελκυστήρας	Εξατμιστής- Συμπυκνωτής	ΔΣ-EK	–	3	2	2	2
[41]	Διπλό αποτέλεσμα	αναγεννητής- Συμπυκνωτής	DE-CG	–	3	1	2	1
[42]ύ	Διπλός ανελκυστήρας	Απορροφητής- εξατμιστής	DL-AE	4	3	2	1	1
	Διπλός ανελκυστήρας (μισό αποτέλεσμα)	MC-αναγεννητής- -απορροφητής	DL-MC	3	3	2	2	1
[44]	Διπλό αποτέλεσμα	Εξατμιστής- Συμπυκνωτής	Αυτόματη επικάλυψη	–	–	1	1	2
	Διπλός ανελκυστήρας (μισό αποτέλεσμα)	MC-αναγεννητής- απορροφητής	DL-MC	–	3	2	2	1
[45]	Διπλό αποτέλεσμα	Εξατμιστής- Συμπυκνωτής	Αυτόματη επικάλυψη	–	–	1	1	2
[46]	Διπλό αποτέλεσμα	αναγεννητής- Συμπυκνωτής	DE-CG	5	3	1	2	1
[47]	Διπλός ανελκυστήρας (μισό αποτέλεσμα)	MC-αναγεννητής- απορροφητής	DL-MC	4	3	2	2	1
[48]	Διπλό αποτέλεσμα	αναγεννητής- Συμπυκνωτής	DE-CG	–	3	1	2	1
[103,104]	Διπλό αποτέλεσμα	Απορροφητής, αναγεννητής	DE-AG-1, NTE- ΑΓΚ-2	2	2	2	2	1
[105]	Τριπλό αποτέλεσμα	Απορροφητής- αναγεννητής	–	–	3	2	2	2

Πίνακας 7

Περίληψη των χαρακτηριστικών με πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των διαμορφώσεων που παρουσιάζονται στον πίνακα 6.

Συντομογραφία	Βασικά χαρακτηριστικά	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
DE-CG	Δύο κύκλοι συζευγμένοι με θερμότητα σε σειρά	Αυξάνει την αποδοτικότητα του κύκλου αξιοποιώντας υψηλότερα θερμοκρασία πηγής θερμότητας και δουλεύοντας σε υψηλότερα επίπεδα πίεσης. Μπορεί να λειτουργήσει χρησιμοποιώντας δύο διαφορετικό ρευστά	Απαιτεί ένα μεγάλο πεδίο πίεσης
DS-EK ^a	Ζεύξη θερμότητας μεταξύ εξατμιστήρα και συμπυκνωτή δύο βασικών Κύκλους.	Χρησιμοποιεί χαμηλότερη εξωτερική θερμοκρασία ενώ παρέχει αύξηση υψηλότερης θερμοκρασίας.	— Ο ανελκυστήρας υψηλής θερμοκρασίας συνοδεύεται από προσθήκη ενδιάμεσης πίεσης
DL-AE ^a	Δύο κύκλοι συζευγμένοι με θερμότητα σε σειρά	Υψηλής θερμοκρασία ανελκυστήρας και απόδοση βελτίωσης σε σύγκριση με τον βασικό κύκλο	Το κύκλωμα ψυκτικού μέσου είναι σημαντικά μεγαλύτερο σύνθετο από το βασικό κύκλο
Αυτόματη επικάλυψη ενός	Σε σύγκριση με τον βασικό κύκλο, χρησιμοποιεί το ίδιο κύκλωμα λύσης όπου το ισχυρό διάλυμα αντλείται μέσω του SHX γεννήτρια, ενώ το διάλυμα τροφοδοτείται μέσω του SHX και βαλβίδα διαστολής στη μονάδα απορροφητή	Δύο, μαζικά συζευγμένοι βασικοί κύκλοι που χρησιμοποιούν το διαφορετικό απορροφητή και αναγεννητή, ίδιος εξατμιστής και συμπυκνωτής.	Περιλαμβάνει ένα επιπλέον ενδιάμεσο επίπεδο πίεσης εργασίας και απαιτεί δεύτερο κύκλωμα λύσης.
DL-MC	Δύο θερμικά συζευγμένοι, βασικοί κύκλοι, παράλληλη σύνδεση του απορροφητή και συμπυκνωτής	Αυξάνει την αύξηση της θερμοκρασίας	Απαιτείται ένα μεγάλο πεδίο συγκέντρωσης, εργασία σε δύο διαφορετικά επίπεδα συγκέντρωσης.
DE-AG-1	Δύο θερμικά συζευγμένοι, βασικοί κύκλοι σε σειρά	Αυξάνει την αποδοτικότητα κύκλων με την χρησιμοποίηση του υψηλού εισόδου θερμότητας θερμοκρασίας.	Απαιτείται ένα μεγάλο πεδίο συγκέντρωσης, εργασία σε δύο διαφορετικά επίπεδα συγκέντρωσης.
DE-AG-2	Τριπλό αποτέλεσμα	Καλή εκμετάλλευση της εσωτερικά απορριφθείσας θερμότητας, υψηλότερη αποδοτικότητα από τη διπλή επίδραση	Μπορεί να απαιτεί αυξημένες θερμοκρασίες λειτουργίας

Πίνακας 8

Βιομηχανικές και οικιστικές εγκαταστάσεις με συστήματα ψύξης απορρόφησης

Αναφορά	Τοποθεσία	Κατασκευαστής	Ψύξη Χωρητικότητα [kW]	Σκοπός
[111]	Καζαμπλάνκα, Μαρόκο Νοσοκομείο Μουλάι Γιούσεφ	Robur	13	SHC ^a
[111]	Νεκρά θάλασσα, T Ιορδανία Ξενοδοχείο Νεκρά Θάλασσα	Robur	13	SC ^b
[111]	T Φάινριζε, Ιταλία	Robur	17	Shc
[112]	T Μισερικόρδια Μαρακές, Μαρόκο	Robur	13	Sc
[113]	T Λε Μπον Λάιτ Γκρόμπαλια, Τυνησία Τομέας Νεφέρης	Robur	13	Sc
[114]	Φράμπουργκ, Γερμανία Φρανχόφερ ΙΜΕ Λονδίνο, Ηνωμένο	Robur	2*13	Sc
[115]	Βασίλειο Κήποι Πρεσβείας	Robur	886	Sc
[116]	Άγιος Ζουλιέν- Μπέικεβέλ, Γαλλία Σατώ Τάλμποτ	Robur	71	Sc
[116]	Νέα Υόρκη, ΗΠΑ Τμήμα Υγιεινής	Robur	528	Sc
[116]	Ica, Περού Κοντούγκας SAC	Robur	89	Sc
[116]	Σαράτοφ, Ρωσία Αγρόκτημα Νίτα	Robur	769	Shc
[116]	Μιλάνο, Ιταλία Μανζόνι 44, Κατοικία	Robur	345	Shc
[116]	Χάρκοφ, Ουκρανία Κατοικία	Robur	17	Shc
[116]	Μιλάνο, Ιταλία Ομάδα PSA Μπαρζάνα, Μπέργκαμο,	Robur	170	Shc
[116]	Ιταλία Έρμπα Σ.Π.Α.	Robur	72	Shc
[116]	Κοντέτ, Γαλλία Κέντρο Πολιτισμού Εγκάρδια - Σατώ ντ' Χάρντσελοτ Λιουγουαρντέν,	Robur	35	Shc
[116]	Ολλανδία Πρωτεύον Ντε Καλειδοσκόπιο Σχολείο Γκαλαγανάνο, Λόντι,	Robur	50	Shc
[116]	Ιταλία Έλιο Καβάγκνα Σ.Ρ.Α. Κασάνο ντ' Άντα (MI) –	Robur	80	Shc
[116]	Ιταλία	Robur	34	Shc
[116]	Ομάδα Remer	Robur	255	Shc

8.ΑΝΑΦΟΡΕΣ

- [1] Shirazi A, Taylor RA, Morrison GL, White SD. Solar-powered absorption chillers: a comprehensive and critical review. *Energy Convers Manag* 2018; 171:59–81. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.091>.
- [2] Shankar Ganesh N, Srinivas T. Evaluation of thermodynamic properties of ammonia-water mixture up to 100 bar for power applications systems. *J Mech Eng Res* 2011; 3:25–39. <http://www.academicjournals.org/jmer>.
- [3] Sun J, Fu L, Zhang S. A review of working fluids of absorption cycles. *Renew Sustain Energy Rev* 2012; 16:1899–906. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.011>.
- [4] Arshi Banu PS, Sudharsan NM. Review of water based vapour absorption cooling systems using thermodynamic analysis. *Renew Sustain Energy Rev* 2018; 82:3750–61. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.092>.
- [5] Amar M, C, Vallès, Bourouis M. Vapour absorption enhancement using passive techniques for absorption cooling/heating technologies: a review. *Appl Energy* 2018; 231:826–53.
- [6] Hukkerikar AS, Kalakul S, Sarup B, Young DM, Sin G, Gani R. Estimation of environment-related properties of chemicals for design of sustainable processes: development of group-contribution+(GC+) property models and uncertainty analysis. *J Chem Inf Model* 2012; 52:2823–39. <https://doi.org/10.1021/ci300350r>.
- [7] PUBCHE M, DMF Acute toxicity, (n.d.). <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/6228#section=Non-Human-Toxicity-Values..>
- [8] Tyagi KP. Comparison of binary mixtures for vapour absorption refrigeration systems. *J Heat Recovery Syst* 1983; 3:421–9. [https://doi.org/10.1016/0198-7593\(83\)90057-7](https://doi.org/10.1016/0198-7593(83)90057-7).
- [9] PUBCHE M, Ammonia properties, (n.d.). <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/ammonia#section=Top..>
- [10] Tora EA. Computer-aided design and simulation of working fluid pairs for absorption refrigerators. *Int J Sci Eng Res* 2013; 4:1306–10.
- [11] PUBCHE M, Butane properties, (n.d.). <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/butane#section=Top..>
- [12] Ando E, Takeshita I. Residential gas-fired absorption heat pump based on R22-DEGDME pair. Part 1 thermodynamic properties of the R22-DEGDME pair. *Int J Refrig* 1984; 7:181–5. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(84\)90098-7](https://doi.org/10.1016/0140-7007(84)90098-7).

- [13] Takeshita I, Yamamoto Y, Harada T, Wakamatsu N. Residential gas-fired absorption heat pump based on R22-DEGDME pair. Part 2 design, computer simulation and testing of a prototype. *Int J Refrig* 1984;7:313–21. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(84\)90121-X](https://doi.org/10.1016/0140-7007(84)90121-X).
- [14] Dan PD, Srinivasa Murthy S. Thermodynamic analysis data on vapour absorption heat pump working on R22-DMETEG pair. *Heat Recovery Syst CHP* 1988;8:87–93. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(88\)90003-8](https://doi.org/10.1016/0890-4332(88)90003-8).
- [15] Dan PD, Murthy SS. A comparative thermodynamic study of fluorocarbon refrigerant based vapour absorption heat pumps. *Int J Energy Res* 1989;13:1–21. <https://doi.org/10.1002/er.4440130102>.
- [16] Stephan K, Hengerer R. Heat transformation with the ternary working fluid TFE-H₂O-E181. *Int J Refrig* 1993;16:120–8. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(93\)90068-J](https://doi.org/10.1016/0140-7007(93)90068-J).
- [17] Fatouh M, Srinivasa Murthy S. Comparison of R22-absorbent pairs for vapour absorption heat transformers based on P-T-X-H data. *Heat Recovery Syst CHP* 1993;13:33–48. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(93\)90023-O](https://doi.org/10.1016/0890-4332(93)90023-O).
- [18] Borde I, Jelinek M, Daltrophe NC. Absorption system based on the refrigerant R134a. *Int J Refrig* 1995;18:387–94. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)98161-D](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)98161-D).
- [19] Fatouh M, Srinivasa Murthy S. Performance of an HCFC22-based vapour absorption refrigeration system. *Int J Refrig* 1995;18:465–76. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)93786-J](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)93786-J).
- [20] Fatouh M, Srinivasa Murthy S. HCFC22-based vapour absorption refrigeration system: Part I: parametric studies. *Int J Energy Res* 1996;20:297–312. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(199604\)20:4<297::AID-ER153>3.0.CO;2-Q](https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(199604)20:4<297::AID-ER153>3.0.CO;2-Q).
- [21] Fatouh M, Srinivasa Murthy S. HCFC22-based vapour absorption refrigeration systems. Part II: influence of component effectiveness. *Int J Energy Res* 1996;20:371–84. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(199605\)20:5<371::AID-ER152>3.0.CO;2-#](https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(199605)20:5<371::AID-ER152>3.0.CO;2-#).
- [22] Fatouh M, Murthy SS. HCFC22 based absorption cooling systems, part III: effects of different absorbers and condenser temperatures. *Int J Energy Res* 1996;20:483–94. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(199606\)20:6<483::AID-ER151>3.0.CO;2-T](https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(199606)20:6<483::AID-ER151>3.0.CO;2-T).
- [23] Coronas A, Vallés M, Chaudhari CK, Patil K. ABSORPTION HEAT PUMP WITH THE TFE-TEGDME AND TFE-H₂O-TEGDME SYSTEMS. *Appl Therm Eng* 1996;16:335–45.
- [24] Borde I, Jelinek M, Daltrophe NC. Working fluids for an absorption system based on R124 (2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane) and organic absorbents. *Int J Refrig* 1997;20:256–66. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)00090-X](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00090-X).
- [25] Songara AK, Fatouh M, Srinivasa Murthy S. Comparative performance of HFC134a and HCFC22-based vapour absorption refrigeration systems. *Int J Energy Res* 1998;22:363–72. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(19980325\)22:4<363::AID-ER374>3.0.CO;2-5](https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(19980325)22:4<363::AID-ER374>3.0.CO;2-5).
- [26] Yin J, Shi L, Zhu MS, Han LZ. Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations. *Appl Energy* 2000;67:281–92. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(00\)00024-6](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(00)00024-6).
- [27] Pilatowsky I, Rivera W, Romero RJ. Thermodynamic analysis of mono-

- methylamine-water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures. *Sol Energy Mater Sol Cells* 2001;70:287–300. [https://doi.org/10.1016/S0927-0248\(01\)00071-X](https://doi.org/10.1016/S0927-0248(01)00071-X).
- [28] Yokozeki A. Theoretical performances of various refrigerant-absorbent pairs in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state. *Appl Energy* 2005;80:383–99. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.04.011>.
- [29] Romero RJ, Guillen L, Pilatowsky I. Monomethylamine-water vapour absorption refrigeration system. *Appl Therm Eng* 2005;25:867–76. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.08.007>.
- [30] Louaer I, Meniai AH, Larkeche O, Bencheikh-Lehocin eM. Computer-aided design and test of new refrigerants for an absorption cycle using group contribution methods. *Desalination* 2007;206:620–32. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2006.04.067>.
- [31] Muthu V, Saravanan R, Renganarayanan S. Experimental studies on R134a-DMAC hot water based vapour absorption refrigeration systems. *Int J Therm Sci* 2008;47:175–81. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.02.004>.
- [32] He LJ, Tang LM, Chen GM. Performance prediction of refrigerant-DMF solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures. *Sol Energy* 2009;83:2029–38. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.08.001>.
- [33] Balamurugan P, Mani A. Heat and mass transfer studies on compact generator of R134a/DMF vapour absorption refrigeration system. *Int J Refrig* 2012;35:506–17. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.01.009>.
- [34] Roy S, Maiya MP. Analysis of R134a-DMAC vapour absorption refrigeration system with add-on components. *Int J Sustain Built Environ* 2012;1:26–35. <https://doi.org/10.1016/j.ijjsbe.2012.04.001>.
- [35] Mariappan S, Annamala iM. Performance evaluation of R134a/DMF-based vapor absorption refrigeration system. *Heat Transf Eng* 2013;34:976–84. <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.753577>.
- [36] Deng R, Jing X, Zheng D, Li X. Vapor-liquid equilibrium measurements and assessments of fluoroethane + N,N-dimethylformamide and fluoroethane + di-methylether diethyleneglycol systems for the hybrid refrigeration cycle. *Int J Refrig* 2014;43:176–86. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.001>.
- [37] Iyer PA, Murthy SS, Murthy MK. Correlations for evaluation of the performance characteristics of vapour absorption refrigeration cycles. *Sol Wind Technol* 1988;5:191–7.
- [38] Karthikeyan G, Mani A, Murthy SS. Performance of different working fluids in transfer-tank operated vapour absorption refrigeration systems. *Renew Energy* 1995;6:835–42. [https://doi.org/10.1016/0960-1481\(94\)00096-O](https://doi.org/10.1016/0960-1481(94)00096-O).
- [39] Jelinek M, Borde I. Single- and double-stage absorption cycles based on fluorocarbon refrigerants and organic absorbents. *Appl Therm Eng* 1998;18:765–71. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(97\)00114-2](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(97)00114-2).
- [40] Songara AK, Fatouh M, Murthy SS. Thermodynamic studies on HFC134a-DMAC double effect and cascaded absorption refrigeration systems. *Int J Energy Res* 1998;22:603–14. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-](https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-)

114X(19980610)22:7<603::AID-ER379>3.0.CO;2-9.

- [41] Arun MB, Maiya MP, Srinivasa Murthy S. Optimal performance of double-effect series flow vapour absorption refrigeration systems with new working fluids. *Int J Energy Res* 1998;22:1001–17.
- [42] Medrano M, Bourouis M, Coronas A. Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low-temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pairs. *Appl Energy* 2001;68:173–85. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(00\)00048-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(00)00048-9).
- [43] Jelinek M, Levy A, Borde I. Performance of a triple-pressure-level absorption cycle with R125-N,N1-dimethylethylurea. *Appl Energy* 2002;71:171–89. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00003-X](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00003-X).
- [44] He Y, Hong R, Chen G. Heat driven refrigeration cycle at low temperatures. *Chin Sci Bull* 2005;50:485–9.
- [45] Arivazhagan S, Murugesan SN, Saravanan R, Renganarayanan S. Simulation studies on R134a-DMAC based half effect absorption cold storage systems. *Energy Convers Manag* 2005;46:1703–13. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.10.006>.
- [46] He Y, Chen G. Experimental study on absorption refrigeration system at low temperatures. *Int J Therm Sci* 2007;46:294–9. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.06.002>.
- [47] Tharves Mohideen S, Saravanan R, Renganarayanan S. Influence of absorber mass transfer effectiveness on performance of R 134a. *Int J Energy Technol Policy* 2008;6:566–80.
- [48] Kim KS, Lee JW, Kim JS, Lee H. Heat capacity measurement and cycle simulation of the trifluoroethanol (TFE)+Quinoline mixture as a new organic working fluid use absorption heat pump. *Kor J Chem Eng* 2003;20:762–7. <https://doi.org/10.1007/BF02706920>.
- [49] Wu W, Zhang H, You T, Li X. Performance comparison of absorption heating cycles using various low-GWP and natural refrigerants. *Int J Refrig* 2017;82:56–70. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.004>.
- [50] Shiming X, Yanli L, Lisong Z. Perform an research of self regenerated absorption heat transformer cycle using TFE-NMP as working fluids. *Int J Refrig* 2001;24:510–8. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00071-2](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00071-2).
- [51] Zhao Z, Zhang X, Xuehu M. Thermodynamic performance of a double-effect absorption heat transformer using TFE/E181 as working fluid. *Appl Energy* 2005;82:107–16. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.10.012>.
- [52] Chaudhari SK, Salavera D, Esteve X, Coronas A. Vapour-liquid equilibria of the system 1,1,1,2-tetrafluoroethane+monoethylene glycol dimethyl ether from 283.15 to 353.15K: New modified UNIFAC parameters. *Fluid Phase Equilib* 2008;271:28–33. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2008.07.003>.
- [52] Renon H, Prausnitz JM. Local compositions in thermodynamic excess functions for liquid mixtures. *AIChE J* 1968;14:135–44. <https://doi.org/10.1002/aic.690140124>.
- Zehioua R, Coquelet C, Meniai AH, Richon D. Isothermal vapour-liquid equilibrium
- [52] Mathias PM, Copeman TW. Extension of the Peng-Robinson equation of state to complex mixtures: evaluation of the various forms of the local

- composition concept. *Fluid Phase Equilib* 1983;13:91–108. [https://doi.org/10.1016/0378-3812\(83\)80084-3](https://doi.org/10.1016/0378-3812(83)80084-3).
- [53] Huron MJ, Vidal J. New mixing rules in simple equations of state for representing vapour-liquid equilibria of strongly non-ideal mixtures. *Fluid Phase Equilib* 1979;3:255–71. [https://doi.org/10.1016/0378-3812\(79\)80001-1](https://doi.org/10.1016/0378-3812(79)80001-1).
- [54] Papadopoulos AI, Tsivintzelis I, Seferlis P, Linke P. Computer-aided molecular design: fundamentals, methods, and applications. *Elsevier Ref Modul Chem Mol Sci Chem Eng* 2018. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-409547-2.14342-2>.
- [55] Holderbaum T, Gmehling J. PSRK: a group contribution equation of state based on UNIFAC. *Fluid Phase Equilib* 1991;70:251–65. [https://doi.org/10.1016/0378-3812\(91\)85038-V](https://doi.org/10.1016/0378-3812(91)85038-V).
- [56] Zehioua R, Coquelet C, Meniai AH, Richon D. P-T-x measurements for some working fluids for an absorption heat transformer: 1,1,1,2-tetrafluoroethane (R134a) + dimethylether diethyleneglycol (DMEDEG) and dimethylether triethyleneglycol (DMETrEG). *J Chem Eng Data* 2010;55:2769–75. <https://doi.org/10.1021/jc9009915>.
- [57] Han X, Gao Z, Xu Y, Qiu Y, Min X, Cui X, Chen G. Solubility of refrigerant 1,1,1,2-tetrafluoroethane in the N, N-dimethyl formamide in the temperature range from (263.15 to 363.15) K. *J Chem Eng Data* 2011;56:1821–6.
- [58] Han XH, Xu YJ, Gao ZJ, Wang Q, Chen GM. Vapor-liquid equilibrium study of an absorption heat transformer working fluid of (HFC-32 + DMF). *J Chem Eng Data* 2011;56:1268–72. <https://doi.org/10.1021/jc1011295>.
- [59] Meng X, Zheng D, Li X, Shen Y. Isothermal vapor-liquid equilibrium measurements of 1,1-difluoroethane + N,N-dimethylformamide and N,N-dimethylacetamide. *J Chem Eng Data* 2013;58:1078–85. <https://doi.org/10.1021/jc3013793>.
- [60] Li X, Zheng D, Shen Y, Meng X, Li B. Vapor-liquid equilibria of difluoromethane + N,N-dimethylacetamide, difluoromethane + dimethylether diethylene glycol and 1,1-difluoroethane + dimethylether diethylene glycol systems. *Fluid Phase Equilib* 2013;347:15–21. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2013.03.009>.
- [61] Jing X, Deng R, Zheng D. Measurement and correlation of isothermal vapor-liquid equilibrium of fluoroethane + N, N-dimethylacetamide, fluoroethane + N-methyl-2-pyrrolidone, and 1,1,1,2-tetrafluoroethane + N, N-dimethylacetamide systems. *J Chem Eng Data* 2013;58:3289–96.
- [62] Sun Y, Wang X, Gong N, Liu Z. *J Chem Thermodyn* 2015;87:23–8. <https://doi.org/10.1016/j.jct.2015.03.014>.
- [63] Orbey H, Sandler SS. On the combination of equation of state and excess free energy models. *Fluid Phase Equilib* 1995;111:53–70.
- [64] Han X, Yang Z, Gao Z, Guan W, Chen G. Isothermal vapor-liquid equilibrium of HFC-161 + DMETrEG within the temperature range of 293.15–353.15 K and comparison for HFC-161 combined with different absorbents. *J Chem Eng Data* 2016;61:1321–7. <https://doi.org/10.1021/acs.jced.5b00951>.
- [65] Xu S, Wang W, Wu X, Hu J, Jiang M. Measurement and correlation of vapor-liquid equilibrium for R124 (1-Chloro-1,2,2,2-Tetrafluoroethane) - NMP (N-Methyl-2-Pyrrolidone) and R124-DMF (N,N-

- dimethylformamide) mixtures. *J Chem Eng Data* 2017; 62: 3414–22. <https://doi.org/10.1021/acs.jced.7b00444>.
- [66] Hu X, Meng X, Wu J. Isothermal vapor liquid equilibrium measurements for di-fluoromethane(R32) +trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene(R1234ze(E)). *Fluid Phase Equilib* 2017; 431: 58–65. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2016.10.011>.
- [67] Stryjek R, Vera JH. PRSV: a nimpleve dpeng—robins one quation of state for pure compounds and mixtures. *Can J Chem Eng* 1986; 64: 323–33. <https://doi.org/10.1002/cjce.5450640224>.
- [68] Wong DSH, Sandler SI. A theoretically correct mixing rule for cubicequations of state. *AIChEJ* 1992; 38: 671–80. <https://doi.org/10.1002/aic.690380505>.
- [69] Lemmon EW, Span R. Short fundamental equations of state for 20 industrial fluids. *J Chem Eng Data* 2006; 51: 785–850. <https://doi.org/10.1021/je050186n>.
- [70] Akasaka R. Thermodynamic property models for the difluoromethane(R-32) +trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene(R-1234ze(E)) and difluoromethane+2,3,3,3-tetrafluoropropene(R-1234yf) mixtures. *Fluid Phase Equilib* 2013; 358: 98–104. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2013.07.057>.
- [71] Fang Y, Guan W, Bao K, Wang Y, Han X, Chen G. Isothermal vapor-liquid equilibria of the absorption working pairs (R1234yf + NMP, R1234yf + DMETrEG) at temperatures from 293.15 K to 353.15 K. *J Chem Eng Data* 2018; 63: 1212–9. <https://doi.org/10.1021/acs.jced.7b00821>.
- [72] Bhaduri SC, Varma HK. P-T-X behavior of R22 with five different absorbents. *Int J Refrig* 1986; 9: 362–6. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(86\)90009-5](https://doi.org/10.1016/0140-7007(86)90009-5).
- [73] Tseregounis SI, Riley MJ. Solubility of HFC-134a refrigerant in glycol-type compounds: effects of glycol structure. *AIChE J* 1994; 40: 726–37. <https://doi.org/10.1002/aic.690400415>.
- [74] Wahlström Å, Vamling L. Solubility of HFCs in pentaerythritol tetraalkyl esters. *J Chem Eng Data* 2000; 45: 97–103.
- [75] Flory P. Thermodynamics of high polymer solutions. *J Chem Phys* 1941; 9: 660.
- [76] Huggins ML. Solutions of long chain compounds. *J Chem Phys* 1941; 9: 440. <https://doi.org/10.1063/1.1750930>.
- [77] Wahlström Å, Vamling L. Development of models for prediction of solubility for HFC working fluids in pentaerythritol ester compressors or oils. *Int J Refrig* 2000; 23: 597–608. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00004-9](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00004-9).
- Fredenslund A, Jones RL, Prausnitz JM. Group contribution estimation of activity coefficients in non ideal liquid mixtures. *AIChEJ* 1975; 21: 1086–99. <https://doi.org/10.1002/aic.6902108699>.