

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Τομέας Θερμότητας
Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Επίδραση υπερκρίσιμων παραμέτρων
οργανικού ρευστού στο σχεδιασμό
εναλλακτών θερμότητας για κύκλους ORC**

Λεονταρίτης Άρης-Δημήτριος

Επιβλέπων: **Εμμανουήλ Κακαράς**, Καθηγητής ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, Ιούλιος 2010

Ευχαριστίες

Επιθυμία και υποχρέωσή μου είναι να ευχαριστήσω θερμά τον κ. Σωτήρη Καρέλλα, από το Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων, για το χρόνο που μου αφιέρωσε και την έμπρακτη βοήθεια που μου προσέφερε σε όλους τους τομείς. Η εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας δεν θα ήταν δυνατή χωρίς την καθοδήγηση και τις συμβουλές του.

Επίσης θα ήθελα να εκφράσω τις ευχαριστίες μου στους Andreas Schuster και Richard Aumann για τη γόνιμη συνεργασία μας στο Technische Universitaet Muenchen.

Ένα μεγάλο ευχαριστώ στην οικογένεια Herbert Lerchl - Ιωάννας Παπαλεξοπούλου για τη φιλοξενία τους και την υποστήριξή τους κατά την παραμονή μου στο Μόναχο και στον Παναγιώτη το Φαρμακοποιό για την ηθική του στήριξη κατά την εκπόνηση τμήματος της διπλωματικής εργασίας μου στο Βερολίνο.

Ακόμη θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους συναδέλφους και φίλους που με βοήθησαν, ο καθένας με το δικό του τρόπο, να ολοκληρώσω τη διπλωματική μου εργασία.

Τέλος, ευχαριστώ ιδιαίτερα τους γονείς μου Μιχάλη Λεονταρίτη και Πίτσα Καραγιαννάκη, τον αδελφό μου Ορέστη και όλη την οικογένειά μου για την συμπαράστασή τους καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου. Η παρούσα διπλωματική εργασία είναι αφιερωμένη σε αυτούς.

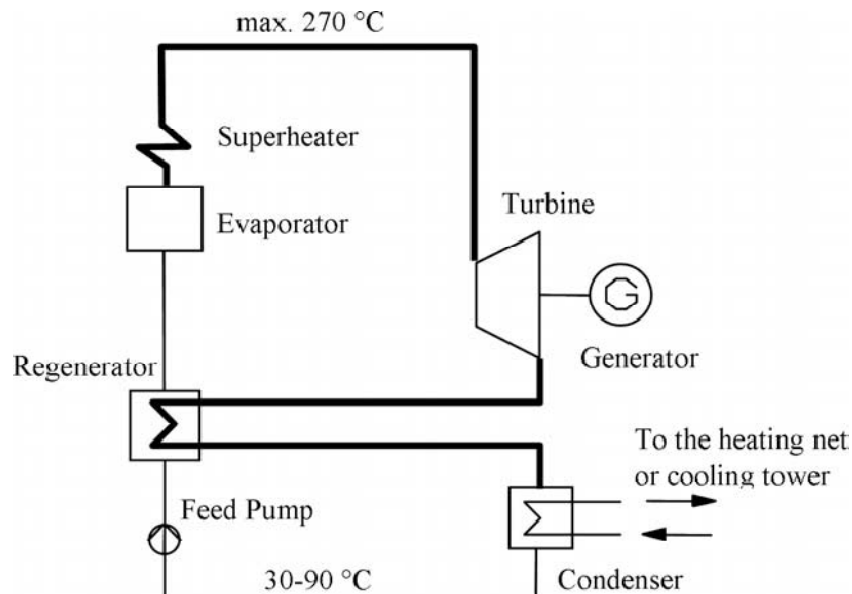
Πίνακας Περιεχομένων

1. Εισαγωγή	- 1 -
2. Ο υπερκρίσιμος κύκλος ORC	- 3 -
2.1. Θερμοδυναμική προσέγγιση	- 3 -
2.2. Θερμικός βαθμός απόδοσης υποκρίσιμου και υπερκρίσιμου κύκλου ORC.....	- 5 -
2.2.1. Απλός κύκλος ORC	- 5 -
2.2.2. Κύκλος ORC με αναγεννητή θερμότητας (Recuperator)	- 8 -
2.3. Επιλογή εργαζόμενου μέσου	- 11 -
3. Εναλλάκτες Θερμότητας.....	- 12 -
3.1. Κατασκευαστικά στοιχεία	- 12 -
3.1.1. Εξαρτήματα.....	- 13 -
3.1.2. Συναρμολόγηση	- 14 -
3.1.3. Εγκατάσταση	- 15 -
3.2. Λειτουργικά Χαρακτηριστικά	- 16 -
3.3. Οι πλακοειδείς εναλλάκτες σε υποκρίσιμες και υπερκρίσιμες συνθήκες.....	- 17 -
3.4. Μέθοδος υπολογισμού U	- 19 -
3.4.1. Υπολογισμός του παράγοντα UA	- 19 -
3.4.2. Υπολογισμός του μέσου συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U και της απαιτούμενης επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας.....	- 25 -
4. Αποτελέσματα υπολογιστικού προγράμματος και σχολιασμός – συμπεράσματα	- 30 -
4.1. Μέσος Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας U.....	- 30 -
4.2. Απαιτούμενη επιφάνεια εναλλάκτη A	- 33 -
4.3. Θερμικός βαθμός απόδοσης εναλλάκτη θερμότητας.....	- 36 -
4.4. Συμπεράσματα	- 41 -
5. Εφαρμογές ORC	- 42 -
5.1. Καύση βιομάζας.....	- 42 -
5.2. Ανάκτηση θερμότητας από Μηχανές Εσωτερικής Καύσης (Μ.Ε.Κ.).....	- 43 -
5.3. Γεωθερμία	- 44 -
5.4. Μίκρο – συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού (micro-CHP)	- 45 -
5.5. Ηλιακές εφαρμογές.....	- 46 -
6. Αποθήκευση θερμικής ενέργειας σε ηλιακά συστήματα ORC	- 48 -
6.1. Συστήματα Αποθήκευσης Θερμικής Ενέργειας (ΣΑΘΕ)	- 48 -
6.2. Μοντελοποίηση αποθηκευτικού συστήματος και αποτελέσματα	- 59 -
6.3. Ανάλυση αποτελεσμάτων και συμπεράσματα.....	- 65 -
7. Αναφορές.....	- 67 -
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.....	- 70 -
Α. Κύκλος ORC και εναλλάκτες θερμότητας.....	- 70 -
α) Εισαγωγή Δεδομένων	- 70 -
β) Καθορισμός του Κύκλου ORC.....	- 71 -
γ) Διαστασιολόγηση εναλλακτών	- 73 -
Β. Μοντελοποίηση ΣΑΘΕ	- 80 -

1. Εισαγωγή

Τα τελευταία χρόνια ο οργανικός κύκλος Clausius-Rankine (**Organic Rankine Cycle**) χρησιμοποιείται όλο και περισσότερο σε διάφορες εφαρμογές εκμετάλλευσης πηγών ενέργειας χαμηλής θερμοκρασίας, όπως η γεωθερμία, η ηλιακή ενέργεια και η θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον ως παραπροϊόν διαφόρων παραγωγικών διαδικασιών (waste heat) [1]. Η διαφορά ενός κύκλου ORC από τον κλασσικό κύκλο Rankine είναι η χρήση κάποιου οργανικού μέσου αντί για νερό-ατμό. Στο Σχήμα 1.1 φαίνονται τα βασικά στοιχεία ενός συστήματος ORC. Η αρχή λειτουργίας ενός κύκλου ORC είναι ακριβώς η ίδια με ένα κύκλο Rankine νερού - ατμού. Συνήθως η πρόσδοση θερμότητας στον οργανικό κύκλο Rankine γίνεται με τη βοήθεια ειδικού θερμικού ελαίου, για την αποφυγή τοπικής υπερθέρμανσης του οργανικού ρευστού και για την εξασφάλιση της λειτουργίας του εναλλάκτη θερμότητας σε ατμοσφαιρική πίεση [2]. Στις σύγχρονες εφαρμογές συνήθως ως στρόβιλος χρησιμοποιείται μια μηχανή τύπου scroll ή screw. Ωστόσο μελετάται η χρήση εμβολοφόρου εκτονωτή καθώς έχει το πλεονέκτημα να μην επηρεάζεται από την ύπαρξη σταγονιδίων κατά την εκτόνωση και έτσι μπορεί να λειτουργεί με κορεσμένο ή ελαφρώς υπέρθερμο ατμό και να περνά από την υγρή περιοχή χωρίς προβλήματα.

Οι προσπάθειες στη διεθνή βιβλιογραφία επικεντρώνονται στη μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου ORC [3]. Το κρίσιμο σημείο των οργανικών μέσων βρίσκεται σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες και πιέσεις με αποτέλεσμα να είναι εύκολα πραγματοποιήσιμος ένας κύκλος ORC σε υπερκρίσιμες συνθήκες. Οι Schuster, Aumann και Καρέλλας μελέτησαν τις δυνατότητες εφαρμογής ενός υπερκρίσιμου ORC και έδειξαν ότι υπερκρίσιμες συνθήκες εργαζόμενου μέσου οδηγούν σε χαμηλότερες εξεργειακές απώλειες και αποδοτικότερη εκμετάλλευση της πηγής θερμότητας, ιδιαίτερα στις περιπτώσεις που αυτή βρίσκεται σε χαμηλή θερμοκρασία [4].



Σχήμα 1.1. Τα βασικά στοιχεία ενός συστήματος ORC

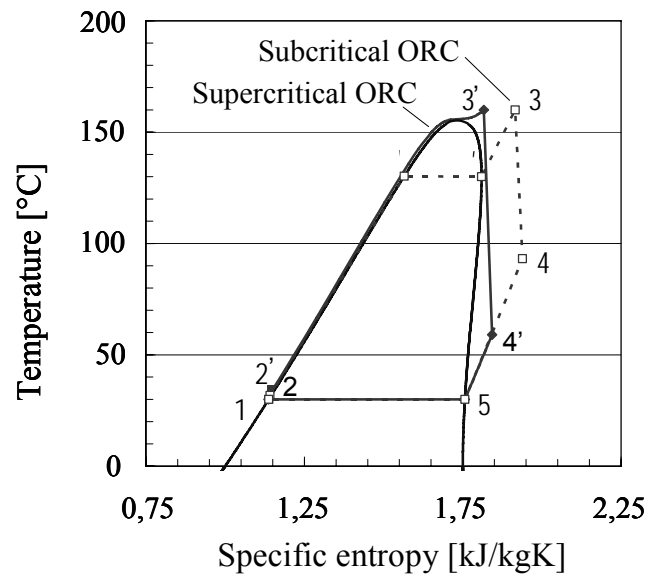
Ένα πρόβλημα ιδιαίτερης σημασίας σε υπερκρίσιμους κύκλους ORC είναι η διαστασιολόγηση του εναλλάκτη θερμότητας (εξατμιστήρας) και του καθορισμού των παραμέτρων σχεδίασης του, το οποίο περιλαμβάνει και την μελέτη των μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας σε υπερκρίσιμες συνθήκες.

Επομένως είναι απαραίτητη η μελέτη ενός υπερκρίσιμου οργανικού κύκλου Rankine από θερμοδυναμικής άποψης αλλά και σε συνδυασμό με την απόδοση και τα χαρακτηριστικά του εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος είναι ένα από τα πιο σημαντικά στοιχεία ενός συστήματος ORC.

2. Ο υπερκρίσιμος κύκλος ORC

2.1. Θερμοδυναμική προσέγγιση

Το Σχήμα 2.1 δείχνει τη διαδικασία ενός κρίσιμου και ενός υποκρίσιμου κύκλου ORC σε διάγραμμα T-S. Είναι προφανές, ότι για σταθερή θερμοκρασία υπερθέρμανσης, σε οποιαδήποτε υπερκρίσιμη διαδικασία, η μέση θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας είναι υψηλότερη από ότι σε μια υποκρίσιμη. Είναι γνωστό ότι αυτό οδηγεί σε κύκλους με υψηλότερο θερμικό βαθμό απόδοσης.



Σχήμα 2.1 Υποκρίσιμος και υπερκρίσιμος κύκλος ORC με εργαζόμενο μέσο R245fa

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{th} = \frac{P_{mech}}{\dot{Q}_{Organic\ fluid}} \quad (1)$$

όπου P_{mech} είναι το καθαρό μηχανικό έργο που παράγεται στον άξονα του στρόβιλου.

Το έργο λοιπόν που παράγεται από τη διαδικασία του κύκλου ORC είναι ανάλογο με την ενθαλπική πτώση στο στρόβιλο αφαιρώντας την ενθαλπική αύξηση στην αντλία:

$$P_{mech} = \dot{m}_{ORC} \cdot [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \quad (2)$$

Η θερμική είσοδος στον κύκλο γίνεται μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας ενώ το μέσο μεταφοράς θερμότητας είναι συνήθως συνθετικό λάδι και ισχύει:

$$\dot{Q}_{Organic\ fluid} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_2) \quad (3)$$

όπου h_1 , h_2 , h_3 και h_4 οι ειδικές ενθαλπίες σύμφωνα με το Σχήμα 2.1.

Στην περίπτωση του υπερκρίσιμου κύκλου η ενθαλπική διαφορά (h_3-h_4) είναι πολύ μεγαλύτερη από ότι στον υποκρίσιμο κύκλο ενώ η επίτευξη της υπερκρίσιμης πίεσης απαιτεί πολύ μικρή επιπρόσθετη αύξηση της ενθαλπίας στην αντλία (h_2-h_1).

Έτσι σύμφωνα με την εξίσωση (1) ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι μεγαλύτερος στην περίπτωση των υπερκρίσιμων συνθηκών. Επομένως μια περαιτέρω ανάλυση του υπερκρίσιμου κύκλου παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον.

Ως βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας (εξατμιστήρας) ορίζεται:

$$\eta_{HEX} = \frac{\dot{Q}_{Organic\ fluid}}{\dot{Q}_{HS}} \quad (4)$$

όπου $Q_{Organic\ fluid}$ η θερμότητα που μεταφέρεται στο οργανικό μέσο και Q_{HS} η διαθέσιμη από τη θερμή πηγή θερμότητα.

Ο συνολικός βαθμός απόδοσής του συστήματος είναι:

$$\eta_{System} = \frac{P_{mech}}{\dot{Q}_{HS}} = \eta_{HEX} \cdot \eta_{th} \quad (5)$$

Είναι φανερό λοιπόν πως, εκτός από τη μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου, είναι σημαντικό να μεγιστοποιηθεί και το μεταφερόμενο ποσό θερμότητας, έτσι ώστε να έχουμε το βέλτιστο βαθμό απόδοσης του συστήματος.

2.2. Θερμικός βαθμός απόδοσης υποκρίσιμου και υπερκρίσιμου κύκλου ORC

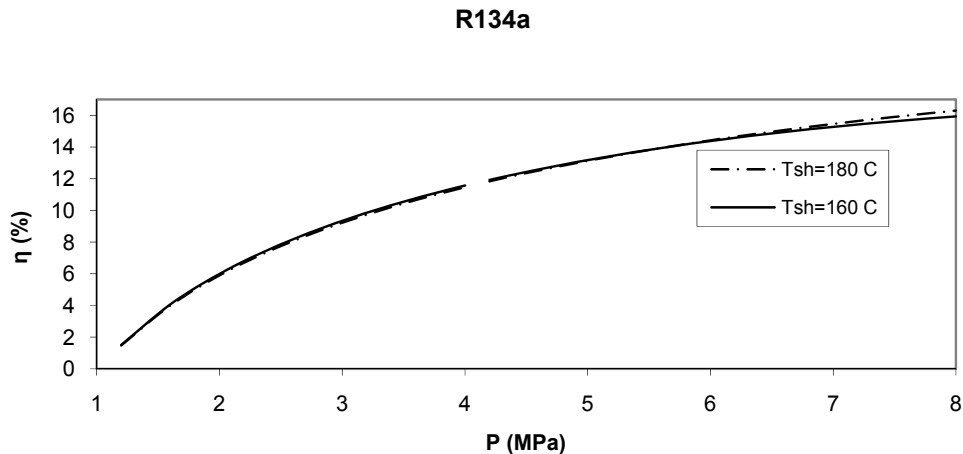
2.2.1. Απλός κύκλος ORC

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται οι βαθμοί απόδοσης υποκρίσιμων και υπερκρίσιμων κύκλων για διάφορες πιέσεις, θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και εργαζόμενα μέσα. Το ενδιαφέρον εστιάζεται στις διαφορές υποκρίσιμου και υπερκρίσιμου κύκλου, έτσι ώστε να διαπιστωθεί αν υπάρχει συμφωνία μεταξύ της θεωρητικής μελέτης της προηγούμενης ενότητας και των αποτελεσμάτων για τους διάφορους κύκλους που μελετούνται. Για την περαιτέρω μελέτη της επίδρασης της πίεσης και της θερμοκρασίας στο βαθμό απόδοσης του κύκλου, κατασκευάστηκε ένα μοντέλο προσομοίωσης του ORC κύκλου, τόσο για υποκρίσιμες όσο και για υπερκρίσιμες συνθήκες. Η περιγραφή του προγράμματος και ο τρόπος με τον οποίο προσομοιώνεται ο κύκλος περιγράφονται αναλυτικά στο ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.

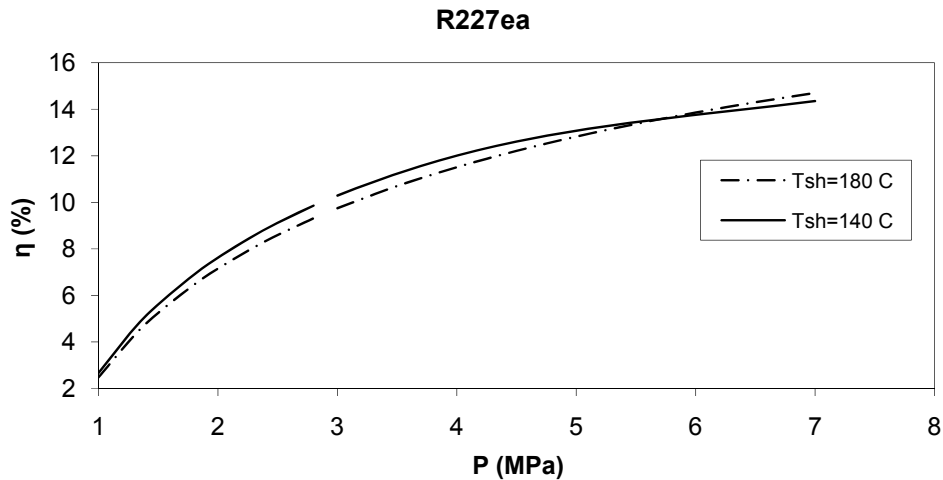
Στον πίνακα 2.1 παρουσιάζονται τα κρίσιμα σημεία των τριών οργανικών ρευστών που θεωρήθηκαν:

Ρευστό	P_{crit} [MPa]	T_{crit} (°C)
R134a	4,06	101,06
R227ea	2,92	101,75
R245fa	3,65	154,01

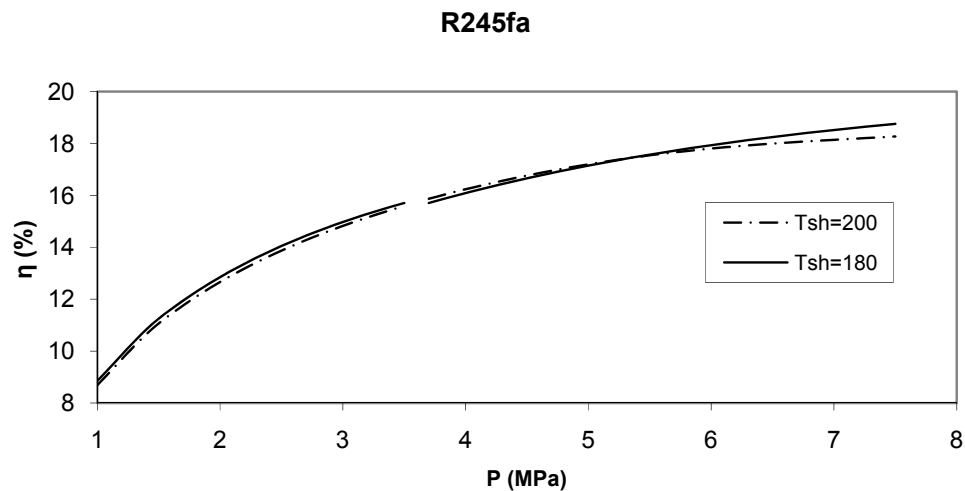
Πίνακας 2.1 Κρίσιμο σημείο οργανικών ρευστών



Σχήμα 2.2. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου ORC με εργαζόμενο μέσο R134a



Σχήμα 2.3. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου ORC με εργαζόμενο μέσο R227ea

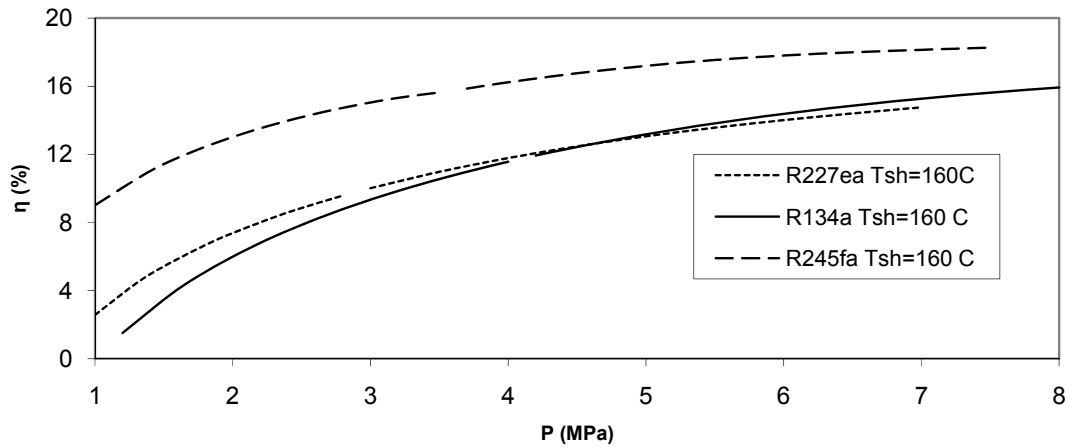


Σχήμα 2.4. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου ORC με εργαζόμενο μέσο R245fa

Τα σχήματα 2.2-2.4 δείχνουν την επίδραση της πίεσης και της θερμοκρασίας στο θερμικό βαθμό απόδοσης του ORC για διάφορα οργανικά μέσα. Όπως αναμενόταν, ο βαθμός απόδοσης είναι σαφώς βελτιωμένος για υπερκρίσιμες πιέσεις. Γενικά υπάρχει μια μονότονη αύξηση του βαθμού απόδοσης με την αύξηση της πίεσης του ατμού. Οι λόγοι έχουν αναλυθεί στην θερμοδυναμική προσέγγιση του κύκλου.

Ωστόσο η θερμοκρασία υπερθέρμανσης δεν επηρεάζει τον θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου. Αυτό συμβαίνει γιατί οι ισοβαρείς καμπύλες στο διάγραμμα T-h είναι παράλληλες και επομένως δεν υπάρχει βελτίωση του κύκλου, αφού τελικά η ενθαλπική διαφορά παραμένει η ίδια.

Θερμικός Βαθμός Απόδοσης ORC



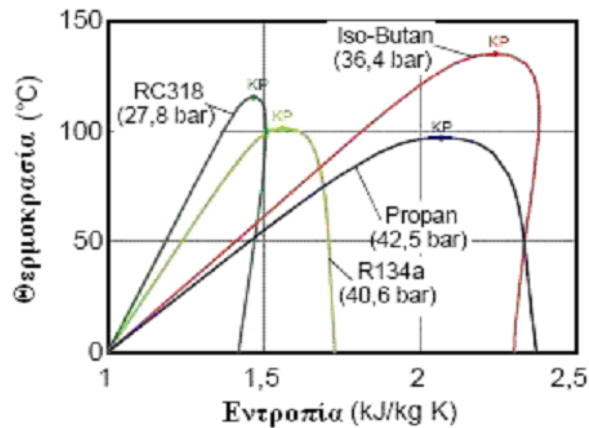
Σχήμα 2.5. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου για τα τρία οργανικά ρευστά

Ενδιαφέρον παρουσιάζει επίσης το Σχήμα 2.5, το οποίο δείχνει το θερμικό βαθμό απόδοσης σαν συνάρτηση της πίεσης του ατμού για τρία οργανικά μέσα. Το R134a και το R227ea έχουν παραπλήσιο βαθμό απόδοσης και συμπεριφορά σχετικά με την πίεση. Ωστόσο, χρησιμοποιώντας ως εργαζόμενο μέσο το R245fa, επιτυγχάνονται σημαντικά υψηλότεροι θερμικοί βαθμοί απόδοσης καθιστώντας το κατάλληλο για πληθώρα εφαρμογών σε ένα θερμοκρασιακό πεδίο (υπερθέρμανσης ατμού) 160-220 °C.

Σε κάθε περίπτωση όμως το γεγονός ότι σε υπερκρίσιμες συνθήκες επιτυγχάνεται υψηλότερος θερμικός βαθμός απόδοσης, καθιστά επιτακτική την περαιτέρω διερεύνηση των μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας και το σχεδιασμό των εναλλακτών θερμότητας σε υπερκρίσιμες συνθήκες.

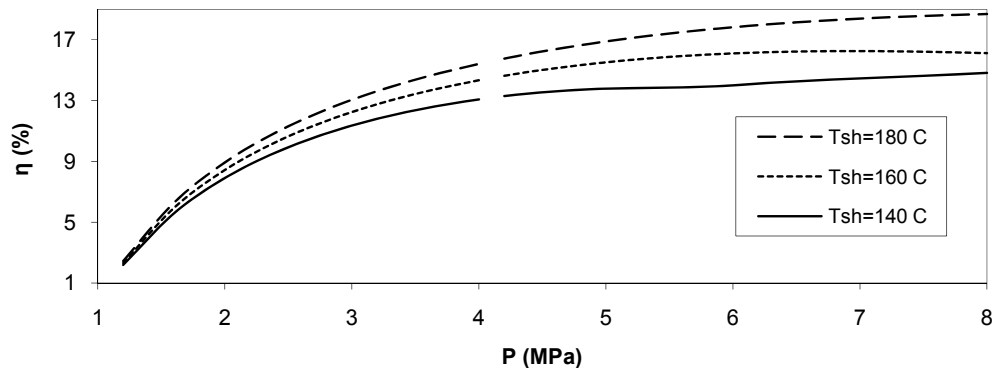
2.2.2. Κύκλος ORC με αναγεννητή θερμότητας (Recuperator)

Για αρκετά οργανικά ρευστά η καμπύλη του κορεσμένου ατμού έχει θετική κλίση (Σχήμα 2.6). Αυτό δίνει τη δυνατότητα της ύπαρξης ενός αναγεννητή θερμότητας, ο οποίος εκμεταλλεύεται τη θερμότητα του ατμού που έχει εκτονωθεί στο στρόβιλο για την προθέρμανση του οργανικού ρευστού [5]. Έτσι εκτός από το γεγονός ότι το ρευστό βρίσκεται σε υψηλότερη ενθαλπική στάθμη και επομένως χρειάζεται μικρότερο ποσό θερμότητας, για την επίτευξη της επιθυμητής τελικής κατάστασης, αυξάνεται και η μέση θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον θερμαντήρα, αφού το υγρό εισέρχεται με μεγαλύτερη θερμοκρασία σε αυτόν, με αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου. Η επίδραση του αναγεννητή θερμότητας στον θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου παρουσιάζεται στα παρακάτω διαγράμματα:



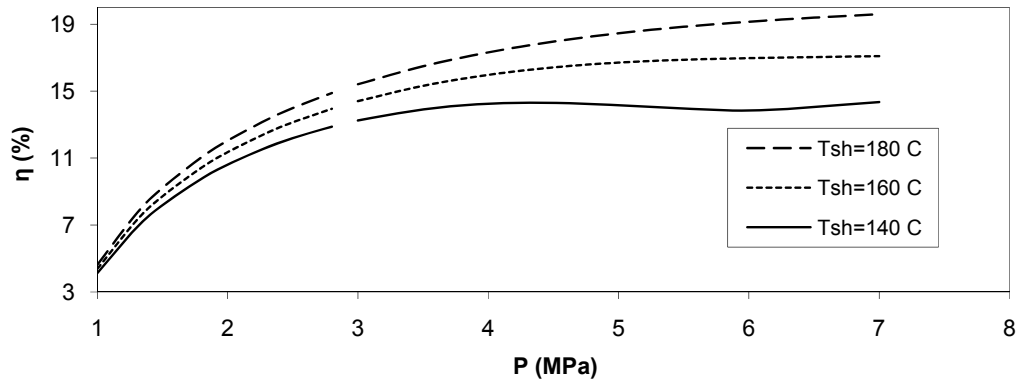
Σχήμα 2.6. Καμπύλες κορεσμού διαφόρων οργανικών ρευστών

R134a με αναγεννητή θερμότητας



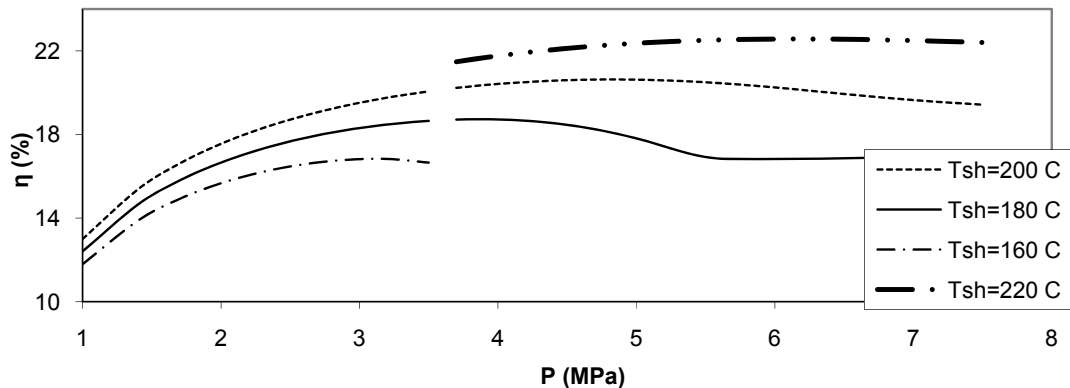
Σχήμα 2.7. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης κύκλου με αναγεννητή θερμότητας και εργαζόμενο μέσο R134a

R227ea με αναγεννητή θερμότητας



Σχήμα 2.8. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης κύκλου με αναγεννητή θερμότητας και εργαζόμενο μέσο R227ea

R245fa με αναγεννητή θερμότητας



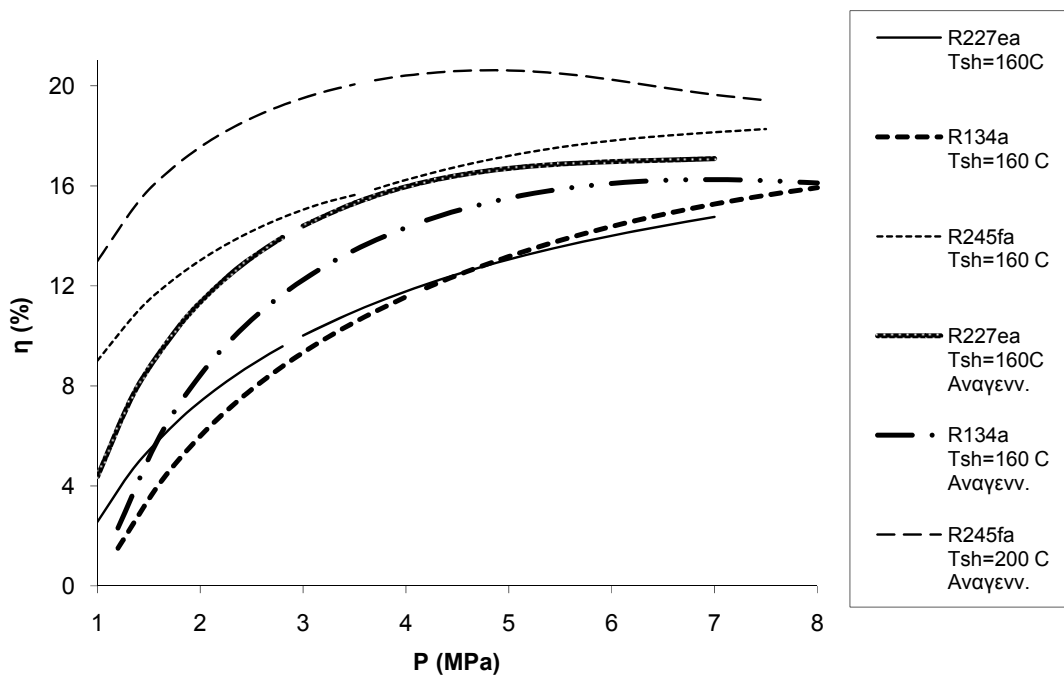
Σχήμα 2.9. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης κύκλου με αναγεννητή θερμότητας και εργαζόμενο μέσο R245fa

Όπως φαίνεται στα σχήματα 2.7-2.9, σε υποκρίσιμες συνθήκες έχουμε και πάλι μονότονη αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου με την αύξηση της πίεσης. Ωστόσο σε υπερκρίσιμες συνθήκες, αύξηση της πίεσης επιφέρει πολύ μικρότερη, σε σχέση με τον απλό κύκλο, αύξηση του βαθμού απόδοσης (μικρή κλίση, βλέπε R134a και R227ea για Tsh 160-180 °C). Σε κάποιες περιπτώσεις ο βαθμός απόδοσης παραμένει σταθερός (R245fa Tsh 220 °C), ενώ όταν δεν υπάρχει διαθέσιμη θερμότητα για την λειτουργία του αναγεννητή θερμότητας (R245fa Tsh 180 °C) έχουμε πτώση του βαθμού απόδοσης, αφού ο κύκλος ουσιαστικά εκφυλίζεται σε απλό κύκλο ORC. Έτσι στην περίπτωση που χρησιμοποιείται αναγεννητής θερμότητας και ανάλογα με το οργανικό εργαζόμενο μέσο, δεν είναι απαραίτητο ότι υπερκρίσιμες συνθήκες οδηγούν σε υψηλότερο βαθμό απόδοσης.

Άξια σχολιασμού είναι επίσης η επίδραση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης στον βαθμό απόδοσης. Στον απλό κύκλο, όπως ήδη σχολιάστηκε, η θερμοκρασία υπερθέρμανσης δεν επηρεάζει το θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου, όμως δεν ισχύει το ίδιο όταν υπάρχει αναγεννητής θερμότητας. Όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία υπερθέρμανσης τόσο μεγαλύτερο είναι και το διαθέσιμο ποσό ενέργειας στον αναγεννητή.

Έτσι, ενώ δεν παράγεται περισσότερη ενέργεια, για τους λόγους που αναφέρθηκαν στην ανάλυση του απλού κύκλου, το ρευστό εισέρχεται στον προθερμαντήρα-εξατμιστήρα σε υψηλότερη θερμοκρασία και επομένως η μέση θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας αυξάνεται, με συνέπεια την αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης. Όπως φαίνεται και στα αντίστοιχα διαγράμματα αυτό ισχύει ανεξαιρέτως και για τα τρία εργαζόμενα μέσα, σε όλες τις συνθήκες πίεσης. Ωστόσο η αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης, με την αύξηση της θερμοκρασίας, είναι εντονότερη σε υψηλότερες πιέσεις.

Θερμικός Βαθμός Απόδοσης ORC με αναγεννητή θερμότητας



Σχήμα 2.10. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης κύκλου με αναγεννητή θερμότητας για τα τρία οργανικά ρευστά

Τέλος, στο Σχήμα 2.10 παρουσιάζεται συνοπτικά ο θερμικός βαθμός απόδοσης ως συνάρτηση της πίεσης, για τρία εργαζόμενα μέσα, για απλό κύκλο και για κύκλο με αναγεννητή θερμότητας. Όπως ήταν αναμενόμενο, ο βαθμός απόδοσης των κύκλων με αναγεννητή θερμότητας είναι πολύ υψηλότερος σε σχέση με αυτόν του απλού κύκλου, ανεξαρτήτως πίεσης, θερμοκρασίας υπερθέρμανσης και εργαζόμενου μέσου. Είναι αξιοσημείωτο ότι ο βαθμός απόδοσης του απλού κύκλου με εργαζόμενο μέσο το R245fa είναι υψηλότερος ακόμα και από τους βαθμούς απόδοσης των κύκλων με αναγεννητή θερμότητας, όταν εργαζόμενο μέσο είναι ένα εκ των R134a και R227ea, κάτι που αναδεικνύει τη δυναμική του R245fa.

2.3. Επιλογή εργαζόμενου μέσου

Μία από τις σημαντικότερες προκλήσεις στη μελέτη ενός οργανικού κύκλου Rankine είναι η επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου έτσι ώστε να επιτυγχάνεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης του κύκλου. Παρόλα αυτά όμως, τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά δεν είναι τα μόνα που πρέπει να λάβουμε υπόψη μας. Το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, μία διεθνής συνθήκη για την προστασία του στρώματος του όζοντος, και η οδηγία της Ευρωπαϊκής Ένωσης 2037/2000 απαγορεύουν τη χρήση ουσιών που καταστρέφουν το όζον και επιδεινώνουν το φαινόμενο του θερμοκηπίου.

Τα χαρακτηριστικά ενός οργανικού ρευστού που πρέπει να ληφθούν υπόψη είναι [2], [7], [8] :

- θερμοδυναμικές ιδιότητες
 - ο θερμοκρασία βρασμού (να είναι χαμηλή)
 - ο θερμοκρασία αυτανάφλεξης (η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου πρέπει να είναι μικρότερη από αυτή)
 - ο θερμοκρασία τήξης (πρέπει να είναι μικρότερη της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, ώστε σε περίπτωση μη λειτουργίας της εγκατάστασης να μην στερεοποιηθεί το ρευστό)
- σταθερότητα του ρευστού και συμβατότητα με τα υλικά κατά την επαφή με αυτά (μη διαβρωτικό)
- παράμετροι ασφαλείας, υγείας και περιβάλλοντος
 - ο όριο αναφλεξιμότητας
 - ο μη τοξικό
- διαθεσιμότητα και κόστος

Στη συνέχεια δίνονται τα χαρακτηριστικά ορισμένων οργανικών ρευστών.

ρευστό	T _c (°C)	p _c (bar)	σημείο ζέσης (°C)	GWP	ODP
R143a	72,73	37,64	- 47,60	μέσο	όχι
R134a	101,10	40,60	- 26,10	μέσο	όχι
R227ea	101,70	29,30	- 16,50	υψηλό	όχι
R236fa	124,90	32,00	- 1,40	υψηλό	όχι
R236ea	139,00	35,00	-	μέσο	όχι
R245fa	154,10	36,40	15,10	μέσο	όχι
R123	184,00	36,60	27,80	πολύ χαμηλό	πολύ χαμηλό
R601	196,50	33,70	37,00	-	-
R113	214,10	33,90	47,60	υψηλό	υψηλό

Πίνακας 2.2 Θερμοδυναμικά και περιβαλλοντικά χαρακτηριστικά διαφόρων οργανικών ρευστών [14], [15].

Στον πίνακα 2.2 τα μεγέθη GWP (Global Warming Potential) και ODP (Ozone Depletion Potential) αναφέρονται αντίστοιχα στο ποσοστό συνεισφοράς του ρευστού στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και στο ποσοστό της υποβάθμισης που μπορούν να προκαλέσουν στο στρώμα του όζοντος.

3. Εναλλάκτες Θερμότητας

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας έχουν πολύ καλές ιδιότητες τόσο ως εξάτμιστες όσο και ως συμπυκνωτές. Συνοπτικά τα πλεονεκτήματά τους είναι:

- Μικρό μέγεθος
- Χαμηλή τιμή
- Μικρότερη αντίσταση ακαθαρσιών σε σχέση με τους κλασσικούς εναλλάκτες
- Εύκολη συντήρηση και καθαρισμός
- Δυνατότητα μεταβολής της επιφάνειας εκ των υστέρων με προσθήκη ή αφαίρεση πλακών.

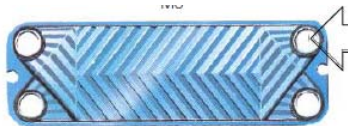
Στην παρούσα διπλωματική εργασία η μελέτη επικεντρώνεται σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας, στον οποίο λαμβάνει χώρα η εξάτμιση και η υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου ενώ ως μέσο μεταφοράς θερμότητας επιλέγεται συνθετικό έλαιο.

3.1. Κατασκευαστικά στοιχεία

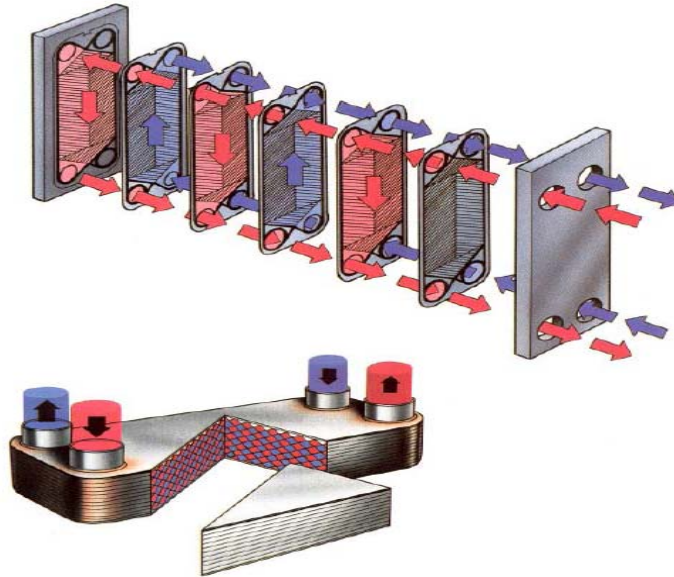
Ένας πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας αποτελείται από έναν αριθμό πλακών μεταφοράς θερμότητας οι οποίες σε συνδυασμό με μια σταθερή πλάκα και μια ελεύθερη πλάκα πίεσης αποτελούν έναν πλήρη πλακοειδή εναλλάκτη. Κάθε πλάκα μεταφοράς θερμότητας έχει διαρρύθμιση στεγανοποιητικών παρεμβυσμάτων (τσιμούχες) έτσι ώστε να εξασφαλίζονται δύο ξεχωριστά κανάλια ροής.

Η διαρρύθμιση των παρεμβυσμάτων είναι τέτοια, ώστε το πρωτεύον και το δευτερεύον μέσο να είναι σε αντιροή (Σχήμα 3.2.). Τα μέσα δεν μπορούν να αναμειχθούν λόγω του σχεδιασμού των παρεμβυσμάτων.

Οι πλάκες μεταφοράς θερμότητας φέρουν αυλακώσεις στην επιφάνειά τους, οι οποίες αυξάνουν την τύρβη της ροής (Σχήμα 3.1.). Αυτό εξασφαλίζει καλύτερο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας αλλά παράλληλα αυξάνεται και η πτώση πίεσης μέσα στον εναλλάκτη.



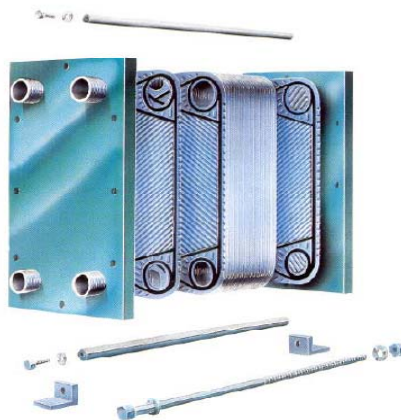
Σχήμα 3.1. Πλάκα μεταφοράς θερμότητας [16]



Σχήμα 3.2. Κανάλια ροής μέσα σε πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας [16]

3.1.1. Εξαρτήματα

Τα εξαρτήματα ενός εναλλάκτη αποτελούνται από μια σταθερή πλάκα, τις συνδέσεις και μια ελεύθερη πλάκα πίεσης, με φέρουσες δοκούς τοποθετημένες ανάμεσά τους. Οι πλάκες αναρτώνται από την φέρουσα δοκό στην κορυφή του εναλλάκτη. Οι δοκοί αυτές χρησιμοποιούνται και σαν οδηγί για την ορθή τοποθέτηση των πλακών μεταφοράς θερμότητας. Οι ξεχωριστές πλάκες συγκροτούν ένα συμπαγές σύνολο πλακών με τη βοήθεια κοχλιωτών σφιγκτήρων. Επίσης υπάρχουν και οι συγκολλημένοι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας (brazed) οι οποίοι είναι πιο συμπαγείς κατασκευές. Το υλικό κατασκευής των πλακών μεταφοράς θερμότητας είναι συνήθως ανοξείδωτος χάλυβας (stainless steel), ενώ σε εφαρμογές στις οποίες χρησιμοποιούνται πιο διαβρωτικά ρευστά όπως το θαλασσινό νερό, οι πλάκες κατασκευάζονται από τιτάνιο.



Σχήμα 3.3. Τα βασικά εξαρτήματα ενός πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας [16]

3.1.2. Συναρμολόγηση

Η συναρμολόγηση ενός πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας γίνεται σε τέσσερα απλά βήματα:

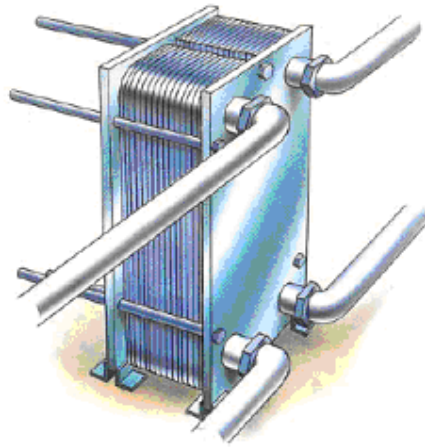
1. Συγκροτείται το πλαίσιο, το οποίο αποτελείται από τη σταθερή πλάκα, την ελεύθερη πλάκα πίεσης, τις φέρουσες δοκούς και τις συνδέσεις τους.
2. Τοποθετείται πρώτα η τελευταία κατά σειρά πλάκα μεταφοράς θερμότητας.
3. Τοποθετούνται στο πλαίσιο και οι υπόλοιπες πλάκες μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τις προδιαγραφές του εναλλάκτη.
4. Τοποθετούνται οι κοχλιωτοί σφιγκτήρες και με κατάλληλο εργαλείο σφίγγονται με την προτεινόμενη από τον κατασκευαστή ροπή.



Σχήμα 3.4. Τα βήματα συναρμολόγησης ενός πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας [16]

3.1.3. Εγκατάσταση

Οι απλοί πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας με στεγανοποιητικά παρεμβύσματα μπορούν να τοποθετηθούν απευθείας στο δάπεδο (Σχήμα 3.5) αλλά είναι καλύτερο, όταν υπάρχει η δυνατότητα, να ασφαρίζονται σε ερείσματα. Όσον αφορά στον χώρο που απαιτείται για την εγκατάσταση ενός τέτοιου εναλλάκτη, σημειώνεται ότι είναι απαραίτητο να αφηθεί κενό μόνο από τη μία του πλευρά. Οι συνδέσεις των σωληνώσεων είναι είτε βιδωτές είτε φλαντζωτές, ανάλογα με την εφαρμογή.



Σχήμα 3.5. Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας με στεγανοποιητικά παρεμβύσματα τοποθετημένος απευθείας στο δάπεδο [16]

3.2. Λειτουργικά Χαρακτηριστικά

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες έχουν πολλά πλεονεκτήματα σε σχέση με τους κλασσικούς εναλλάκτες θερμότητας. Ωστόσο υπάρχουν και ορισμένα μειονεκτήματα. Το κυριότερο πρόβλημα ενός πλακοειδή εναλλάκτη είναι οι σχετικά μικρές πύλες εισόδου-εξόδου του ρευστού, οι οποίες οδηγούν σε μεγαλύτερες ταχύτητες ροής και μεγαλύτερη πτώση πίεσης μέσα στον εναλλάκτη, κάτι το οποίο ως γνωστόν δεν είναι επιθυμητό.

Για να γίνεται όσο το δυνατόν καλύτερη εκμετάλλευση της θερμής πηγής, ο εναλλάκτης θα πρέπει να λειτουργεί καθαρά ως εναλλάκτης αντιροής. Όλες οι εναλλακτικές διατάξεις, όπως crosscurrent, back flock, by pass, unequal channel flow, unequal channel heat transfer κτλ τείνουν να μειώνουν τη μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας (LMTD) με συνέπεια τη μείωση του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη.

Όσον αφορά την οικονομική αξιοποίηση του εναλλάκτη, το πλαίσιο θα πρέπει να εφοδιάζεται με όσο το δυνατόν περισσότερες πλάκες μεταφοράς θερμότητας, καθώς αποτελεί ένα πολύ μεγάλο μέρος του συνολικού κόστους του εναλλάκτη. Όμως αυτό έχει σαν αποτέλεσμα πολύ υψηλές ταχύτητες ροής στις πύλες εισόδου (Ports) των πλακών μεταφοράς θερμότητας. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό στην περίπτωση του εξατμιστήρα, καθώς υψηλή ταχύτητα ροής σημαίνει και μεγάλη πτώση πίεσης στην πύλη εισόδου των πλακών και επομένως μεγάλη πτώση πίεσης μέσα στον εναλλάκτη και μείωση της LMTD.

Υπάρχουν κυρίως δύο λύσεις για την αντιμετώπιση αυτού του προβλήματος.

Πρώτον, η χρήση ενός πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας με κατάλληλο μέγεθος πυλών, βοηθά πολύ στο πρόβλημα της μείωσης της LMTD. Ωστόσο αυτό μπορεί να οδηγήσει στην κατασκευή ενός εναλλάκτη με μικρό αριθμό πλακών. Το απαραίτητο μέγεθος των πυλών, για ένα δεδομένο κύκλο, καθορίζεται κυρίως από τη θερμοκρασία εξόδου του ατμού.

Δεύτερον, η χρήση ενός διανομέα (distributor) στην πύλη εισόδου μπορεί να αποτελέσει λύση του προβλήματος, καθώς περιορίζεται η πτώση πίεσης πριν από την είσοδο κάθε καναλιού. Καλή διανομή έχουμε όταν ο λόγος της πτώσης πίεσης μέσα στο κανάλι προς την πτώση πίεσης στην κεφαλή (είσοδος) είναι μεγάλος. Στο σημείο αυτό είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι ενδεχόμενη πτώση πίεσης πριν την είσοδο του καναλιού (δηλαδή στο προηγούμενο κανάλι) έχει μηδενική επίδραση στη θερμική απόδοση του εναλλάκτη.

3.3. Οι πλακοειδείς εναλλάκτες σε υποκρίσιμες και υπερκρίσιμες συνθήκες

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η μελέτη των Καρέλλα, Aumann και Schuster [4], σχετικά με την αξιοποίηση της θερμής πηγής σε υποκρίσιμες και υπερκρίσιμες συνθήκες.

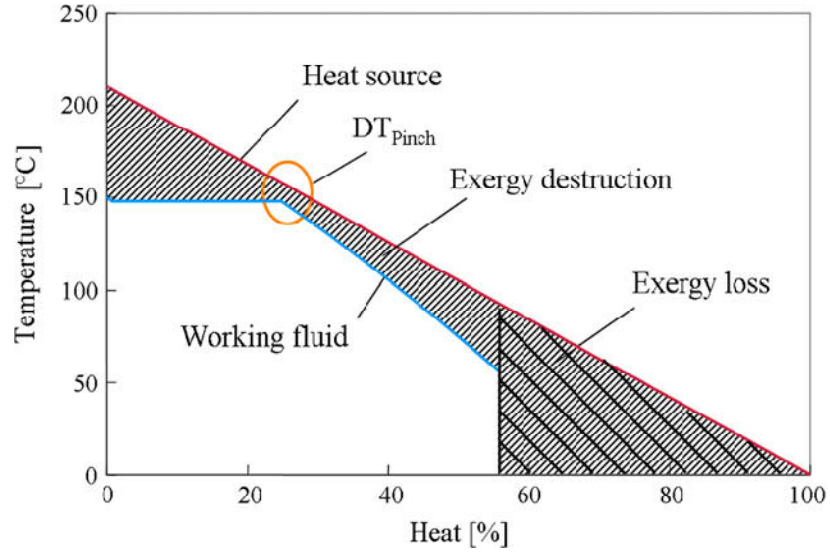
Η εξεργειακή ανάλυση έδειξε ότι στην περίπτωση των υπερκρίσιμων συνθηκών

Σχήμα 3.7) έχουμε καλύτερη αξιοποίηση της θερμής πηγής και χαμηλότερες εξεργειακές απώλειες σε σχέση με την περίπτωση των υποκρίσιμων συνθηκών. Αυτό οφείλεται στη μορφή που έχουν τα διαγράμματα T-Q του εναλλάκτη θερμότητας. Στον άξονα Y έχουμε τη θερμοκρασία του ρευστού (εργαζόμενο μέσο και μέσο μεταφοράς θερμότητας από τη θερμή πηγή) ενώ στον άξονα X έχουμε τη μεταφερόμενη θερμότητα από το ένα ρευστό στο άλλο (ως ποσοστό επί τοις εκατό της συνολικά μεταφερόμενης θερμότητας).

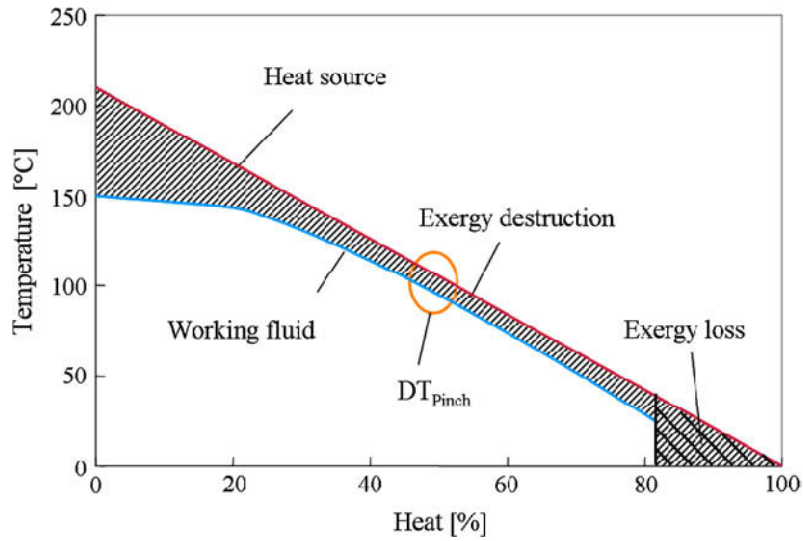
Όπως φαίνεται και στα σχήματα 3.6 και 3.7 στην περίπτωση υπερκρίσιμων συνθηκών οι δύο καμπύλες είναι πιο κοντά μεταξύ τους και η καμπύλη του εργαζόμενου μέσου προσεγγίζει καλύτερα την καμπύλη της θερμής πηγής, με αποτέλεσμα τη μείωση των εξεργειακών απωλειών. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας του τρόπου με τον οποίο πραγματοποιείται η ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου στις δύο περιπτώσεις. Σε υποκρίσιμες συνθήκες, η ατμοποίηση γίνεται υπό σταθερή θερμοκρασία (οριζόντιο τμήμα του διαγράμματος) ενώ σε υπερκρίσιμες συνθήκες η ατμοποίηση γίνεται στιγμιαία γύρω από την κρίσιμη ή την ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία (βλέπε επόμενη ενότητα).

Ως αποτέλεσμα του καλύτερου εξεργειακού βαθμού απόδοσης, παρατηρείται αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης έως και κατά 8% για υπερκρίσιμες συνθήκες [4]. Όμως, θεωρητικά αναμένεται μείωση των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας, η οποία επιφέρει αύξηση στο κόστος του εναλλάκτη καθώς απαιτούνται μεγαλύτερες επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας. Το ερώτημα που προκύπτει είναι σε ποιο βαθμό συμβαίνει αυτό.

Παρουσιάζει, επομένως, ιδιαίτερο ενδιαφέρον η μελέτη της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς των εναλλακτών θερμότητας σε υπερκρίσιμες συνθήκες αλλά και η διερεύνηση της επίδρασης των υπερκρίσιμων συνθηκών στους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας και στην απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας.



Σχήμα 3.6. Καταστροφή και απώλειες εξέργειας σε υποκρίσιμο κύκλο ORC [4]

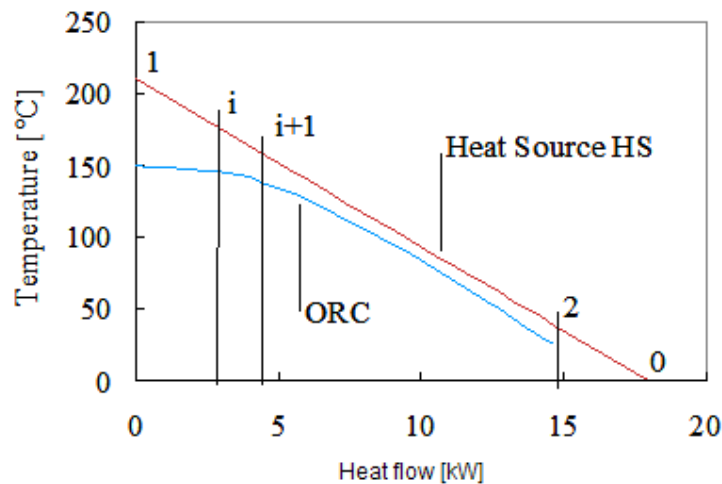


Σχήμα 3.7. Καταστροφή και απώλειες εξέργειας σε υπερκρίσιμο κύκλο ORC [4]

3.4. Μέθοδος υπολογισμού U

3.4.1. Υπολογισμός του παράγοντα UA

Μια από τις μεγαλύτερες προκλήσεις στο σχεδιασμό ενός εναλλάκτη θερμότητας, σε υπερκρίσιμες συνθήκες ρευστού, είναι ο υπολογισμός του μέσου συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U αλλά και της απαιτούμενης επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας. Ένας από τους κυριότερους στόχους της παρούσης διπλωματικής εργασίας είναι η διερεύνηση της επίδρασης των κυριότερων παραμέτρων ενός ORC κύκλου, όπως η πίεση του ατμού και η θερμοκρασία υπερθέρμανσης, τόσο σε υποκρίσιμες όσο και σε υπερκρίσιμες συνθήκες, στο σχεδιασμό ενός εναλλάκτη θερμότητας. Το διάγραμμα T-Q (Σχήμα 3.8) δείχνει τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ ψυχρού και θερμού ρευστού. Λόγω της μεταβαλλόμενης κλίσης της καμπύλης του οργανικού μέσου, η υπόθεση μιας καθολικής μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας (LMTD) για όλα τα σημεία μεταξύ εισόδου και εξόδου του εναλλάκτη θερμότητας δεν είναι αποδεκτή. Επίσης, όπως θα αναλυθεί περαιτέρω, οι θερμοδυναμικές και φυσικές ιδιότητες του ρευστού σε υπερκρίσιμες συνθήκες, εμφανίζουν ισχυρή εξάρτηση από τη θερμοκρασία με έντονες διακυμάνσεις των τιμών τους, ιδιαίτερα στην περιοχή της κρίσιμης ή της ψευδοκρίσιμης θερμοκρασίας. Η τιμή του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U , είναι συνάρτηση των ιδιοτήτων αυτών και επομένως, για υπερκρίσιμες συνθήκες, ούτε αυτός μπορεί να θεωρηθεί σταθερός κατά τη διαδικασία μεταφοράς θερμότητας μέσα στον εναλλάκτη.

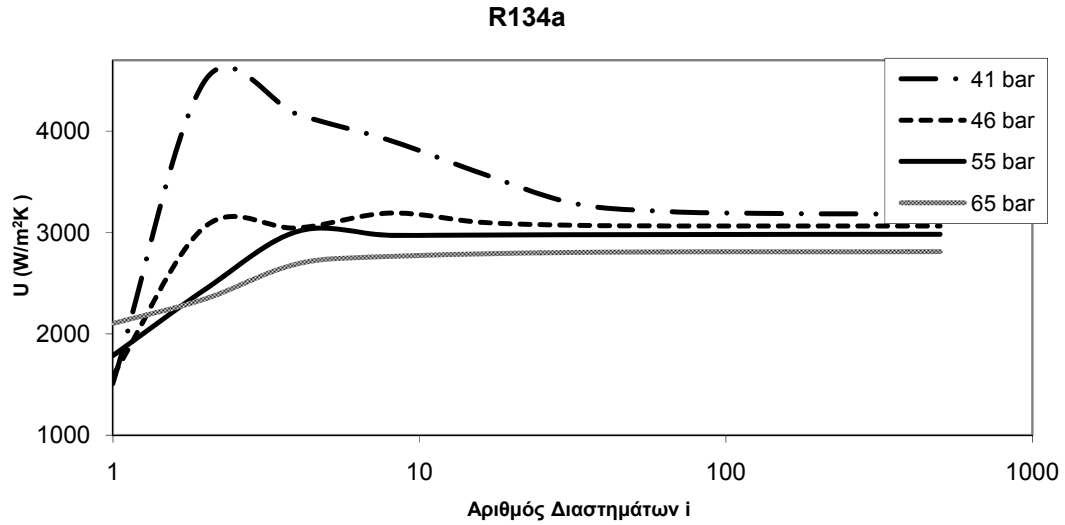


Σχήμα 3.8. Το διάγραμμα Q-T ενός πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας [4]

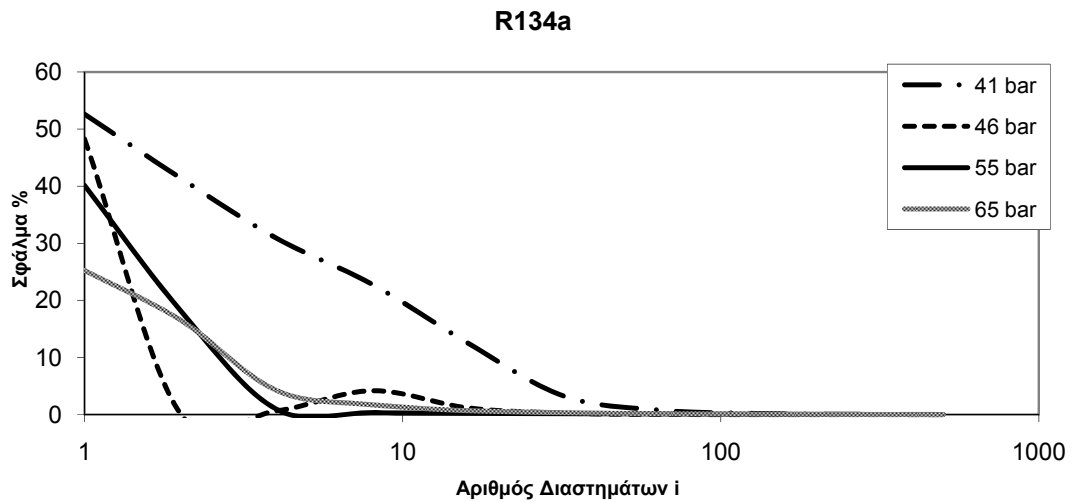
Για τους παραπάνω λόγους, είναι απαραίτητη μια αριθμητική προσέγγιση του προβλήματος. Ο εναλλάκτης θερμότητας χωρίζεται σε n στοιχειώδη τμήματα (ή επιφάνειες) υποθέτοντας ισόποση ενθαλπική αύξηση του οργανικού ρευστού στο καθένα. Η ανάγκη για διαμέριση του εναλλάκτη σε τμήματα γίνεται καλύτερα αντιληπτή από τα σχήματα 3.9 – 3.12. Το Σχήμα 3.9 και το Σχήμα 3.11 δείχνουν την τιμή υπολογισμού του μέσου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για διάφορους αριθμούς διαστημάτων, στα οποία χωρίζεται ο εναλλάκτης, για εργαζόμενο μέσο το R134a και R227ea αντίστοιχα. Σημειώνεται ότι για τιμές της πίεσης εργαζόμενου μέσου κοντά στην κρίσιμη πίεση (40.6 bar για το R134a και 29.25 bar για το R227ea) έχουμε ικανοποιητική σύγκλιση της υπολογιστικής διαδικασίας για διαμερίσεις από 32 διαστήματα και πάνω. Με διαμέριση 32 διαστημάτων το σφάλμα υπολογισμού είναι 3.25 % για το R134a στα 41 bar και 2.35 % για το R227 ea στα 30 bar ενώ το σφάλμα υπολογισμού χωρίς διαμέριση του εναλλάκτη ανέρχεται στο 52.6% και 50.67 % αντίστοιχα. Επομένως είναι φανερό, ότι η διαμέριση του εναλλάκτη θερμότητας σε περισσότερα τμήματα είναι αναγκαία για τον υπολογισμό του μέσου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, όπως είχε προβλεφθεί και θεωρητικά. Όσο αυξάνεται η πίεση το σφάλμα μειώνεται και η διαδικασία συγκλίνει με μικρότερο αριθμό διαστημάτων. Έτσι με διαμέριση μόλις 8 διαστημάτων επιτυγχάνεται σφάλμα 1.73% για το R134a στα 65 bar και 2.34 % για το R227ea στα 55 bar. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η σχετική διακύμανση των θερμο-φυσικών ιδιοτήτων του ρευστού, γύρω από την ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία, είναι σημαντικά μικρότερη για πιέσεις μεγαλύτερες της κρίσιμης, όπως θα αναλυθεί και στη συνέχεια. Αντίθετα, για τιμές της πίεσης κοντά στην υπερκρίσιμη η έντονη διακύμανση των θερμο-φυσικών ιδιοτήτων του ρευστού απαιτεί περισσότερα διαστήματα έτσι ώστε να λαμβάνεται υπόψη η διακύμανση αυτή και να επιτυγχάνεται μεγαλύτερη ακρίβεια υπολογισμών.

Το Σχήμα 3.10 και το Σχήμα 3.12 δείχνουν το σφάλμα υπολογισμού του μέσου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για διάφορους αριθμούς διαστημάτων, , για εργαζόμενο μέσο το R134a και R227ea αντίστοιχα. Χαρακτηριστικό της εξάρτησης του σφάλματος από την πίεση είναι το γεγονός ότι ακόμα και χωρίς διαμέριση του εναλλάκτη (2 σημεία, είσοδος - έξοδος) το σφάλμα μειώνεται από το 52.6 % στα 41 bar στο 48.24 % στα 46 bar και στη συνέχεια στο 40.3 % στα 55 bar και στο 25.22% στα 65 bar για εργαζόμενο μέσο το R134a. Επίσης οι καμπύλες σφάλματος των διαγραμμάτων 3.10 και 3.12 τείνουν στο μηδέν ταχύτερα (για μικρότερους αριθμούς τμημάτων) όσο αυξάνεται η πίεση. Σε κάθε περίπτωση ωστόσο, το σφάλμα είναι τεράστιο όταν δεν γίνεται διαμέριση του εναλλάκτη, κάτι που την καθιστά αναγκαία για τους υπολογισμούς.

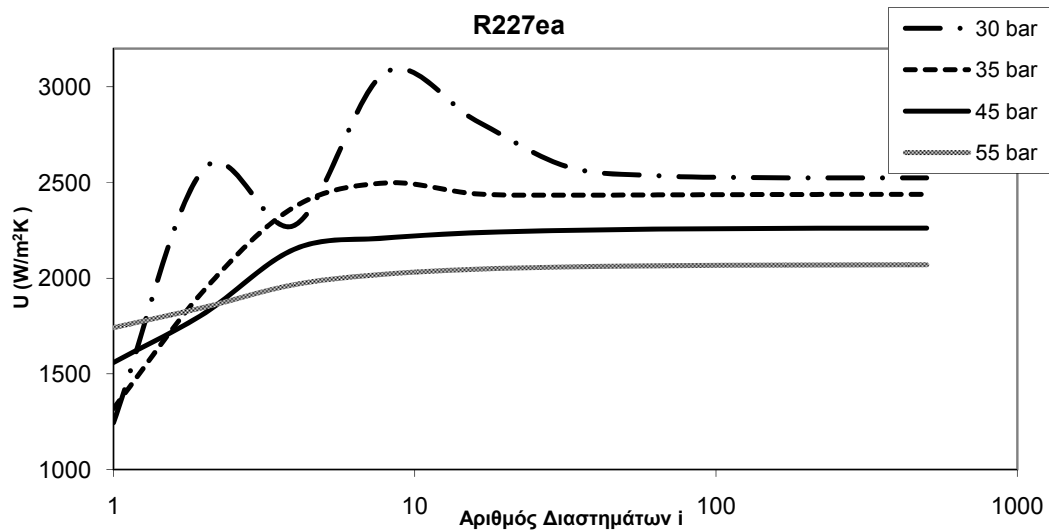
Στους υπολογισμούς που έγιναν, θεωρήθηκε διαμέριση 500 διαστημάτων, η οποία εξασφαλίζει σφάλμα της τάξεως του 0.01%.



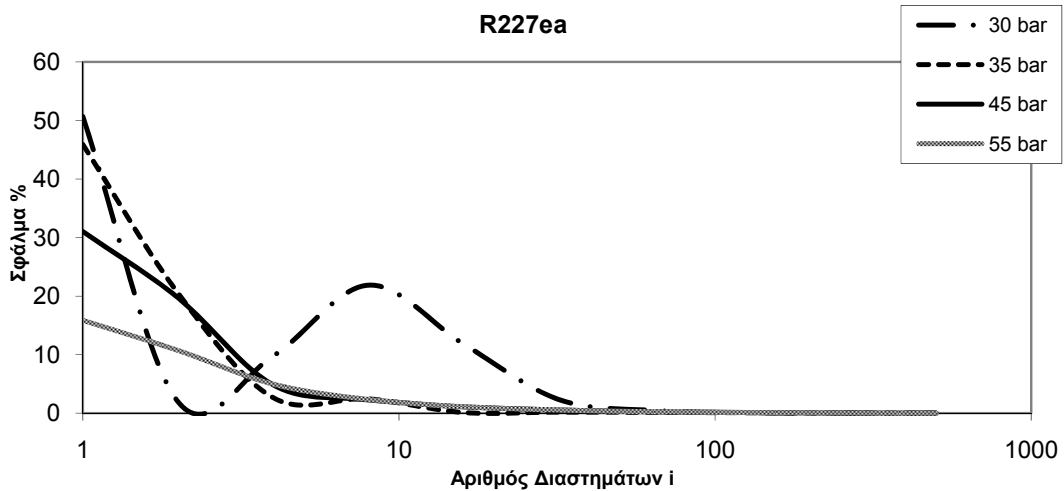
Σχήμα 3.9. Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διάφορους αριθμούς διαστημάτων με εργαζόμενο μέσο το R134a στους 140 °C



Σχήμα 3.10. Σφάλμα υπολογισμών του μέσου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για διάφορους αριθμούς διαστημάτων με εργαζόμενο μέσο το R134a στους 140 °C



Σχήμα 3.11. Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διάφορους αριθμούς διαστημάτων με εργαζόμενο μέσο το R227ea στους 140 °C



Σχήμα 3.12. Σφάλμα υπολογισμών του μέσου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για διάφορους αριθμούς διαστημάτων με εργαζόμενο μέσο το R227ea στους 140 °C

Σε κάθε τμήμα μπορεί να εφαρμοστεί η εξίσωση (6), όπου η LMTD υπολογίζεται από τα δεδομένα για την είσοδο και την έξοδο της στοιχειώδους επιφάνειας (ΔT_i και ΔT_{i+1} αντίστοιχα).

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{\log} = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_i - \Delta T_{i+1}}{\ln\left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i+1}}\right)} \quad (6)$$

Κατά τη διαδικασία μεταφοράς θερμότητας, η ροή θερμότητας μεταξύ δύο σημείων i και $i+1$ είναι:

$$\dot{Q}_{i,i+1} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_i(t_i; p_{sc}) - h_{i+1}(t_{i+1}; p_{sc})) \quad (7)$$

Σημειώνεται, ότι η ροή θεωρείται χωρίς απώλειες πίεσης και για το λόγο αυτό θεωρείται σταθερή και η πίεση του οργανικού ρευστού.

Καθώς είναι πλέον γνωστή η μεταφερόμενη από τη θερμή πηγή θερμότητα, είναι δυνατόν να καθορισθεί η θερμοκρασία της θερμής πηγής (δείκτης HS) ως εξής:

Η θερμότητα που μεταφέρεται από τη θερμή πηγή στο οργανικό μέσο είναι

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{Q}_{HS} \quad (8)$$

Έτσι η θερμότητα που παρέχεται από τη θερμή πηγή από το σημείο 1 έως το σημείο i ισούται με:

$$\dot{Q}_{ORC,1-i} = \dot{Q}_{HS,1-i} = \dot{m}_{HS} \cdot c_p \cdot (t_{HS1} - t_{HSi}) \Rightarrow t_{HS,i} = t_{HS,1} - \frac{\dot{Q}_{HS,1-i}}{\dot{m}_{HS} \cdot c_p} \quad (9)$$

Η ροή θερμότητας από τη θερμή πηγή θεωρείται γραμμική. Η ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού μεταφοράς θερμότητας θεωρείται σταθερή και ανεξάρτητη της θερμοκρασίας.

Με τη χρήση των εξισώσεων (7),(8) και (9) μπορούν να υπολογιστούν οι θερμοκρασίες της θερμής πηγής που αντιστοιχούν στα σημεία i και $i+1$.

Έχοντας πλέον πλήρως καθορισμένα όλα τα σημεία της διαδικασίας, μπορούν να υπολογιστούν και όλες οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστού που απαιτούνται για τον υπολογισμό του U_i . Σε κάθε στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη ο παράγοντας UA_i είναι:

$$(U \cdot A)_{i,i+1} = \frac{\dot{Q}_{i,i+1}}{\Delta T_{\log}} = \frac{\dot{Q}_{i,i+1}}{\frac{\Delta T_i - \Delta T_{i+1}}{\ln\left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i+1}}\right)}} \quad (10)$$

Όσον αφορά τον **βαθμό απόδοσης** του εναλλάκτη θερμότητας, είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι δεν είναι δυνατή η χρήση της ευρέως αποδεκτής μεθόδου NTU σε υπερκρίσιμες συνθήκες, καθώς τόσο η θερμοκρασία του οργανικού ρευστού όσο και η ειδική θερμοχωρητικότητα του δεν παραμένουν σταθερές κατά τη διαδικασία της θέρμανσης του. Συνήθως σ' έναν υποκρίσιμο εναλλάκτη είτε το C_p είτε η θερμοκρασία παραμένουν ανά διαστήματα της διαδικασίας σταθερά. Στα διαστήματα μεταφοράς αισθητής θερμότητας θεωρείται ότι το C_p παραμένει σταθερό ενώ στα διαστήματα μεταφοράς λανθάνουσας θερμότητας (ατμοποίηση) παραμένει σταθερή η θερμοκρασία. Για τους λόγους αυτούς χρησιμοποιείται ο ακόλουθος ορισμός για τον βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (11)$$

όπου Q η συνολικά μεταφερόμενη θερμότητα στο οργανικό ρευστό και Q_{\max} η μέγιστη δυνατή μεταφερόμενη θερμότητα. Είναι:

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad \text{και} \\ (12)$$

$$C_{\min} = \min\left\{(\dot{m} \cdot \bar{c}_p)_{Hot\ Source}, (\dot{m} \cdot \bar{c}_p)_{ORC}\right\}$$

Για λόγους ομοιομορφίας και δυνατότητας συγκρίσεως των αποτελεσμάτων, ο παραπάνω ορισμός χρησιμοποιείται και για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη σε υπερκρίσιμες συνθήκες, παρόλο που είναι δυνατή η χρήση της μεθόδου NTU.

3.4.2. Υπολογισμός του μέσου συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U και της απαιτούμενης επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας

Σ' έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U δίνεται από την εξίσωση:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{a} + \frac{1}{a_{hot}} + \frac{\delta}{\lambda} + R_f \quad (13)$$

όπου:

- a** ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας δια συναγωγής ανάμεσα στο οργανικό μέσο και την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας
- a_{hot}** ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας δια συναγωγής ανάμεσα στο ρευστό μεταφοράς θερμότητας και την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας
- δ** το πάχος της πλάκας μεταφοράς θερμότητας
- λ** η θερμική αγωγιμότητα του μετάλλου κατασκευής της πλάκας
- R_f** η αντίσταση ακαθαρσιών και επικαθίσεων (συνήθης τιμή 0,00025 m² °C/W)

Γενικά ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας διά συναγωγής δίνεται από τη σχέση:

$$Nu = \frac{a \cdot d}{\lambda} \Rightarrow a = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (14)$$

όπου d η υδραυλική διάμετρος του καναλιού, λ η θερμική αγωγιμότητα του ρευστού και Nu ο χαρακτηριστικός αριθμός Nusselt της ροής.

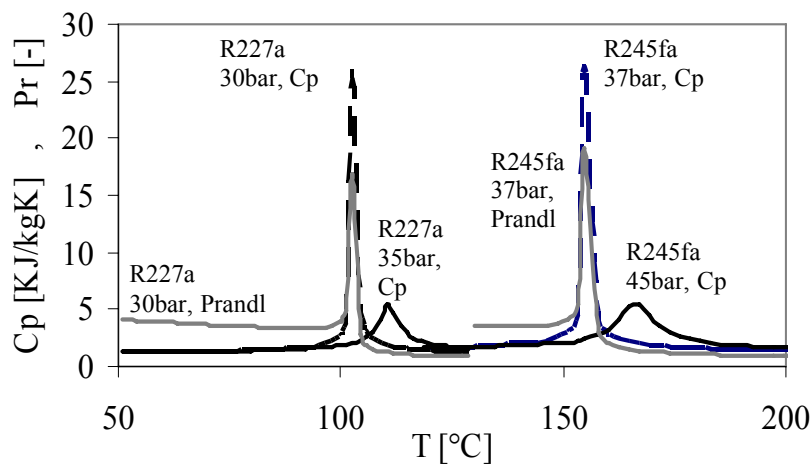
Ο συντελεστής **a_{hot}** υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τη σχέση Dittus Boelter [9]:

$$Nu = 0,023 \cdot Pr^n \cdot Re^{0,8} \quad (15)$$

όπου n=0.4 για διαδικασίες θέρμανσης και n=0.3 για διαδικασίες ψύξης και Pr, Re οι χαρακτηριστικοί αριθμοί της ροής Prandtl και Reynolds αντίστοιχα.

Η ίδια σχέση χρησιμοποιείται και για τον υπολογισμό του συντελεστή **a**, **μόνο στην περίπτωση υποκρίσιμων συνθηκών** ενώ όπως θα δούμε στη συνέχεια η σχέση αυτή δεν είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθεί για υπερκρίσιμες συνθήκες.

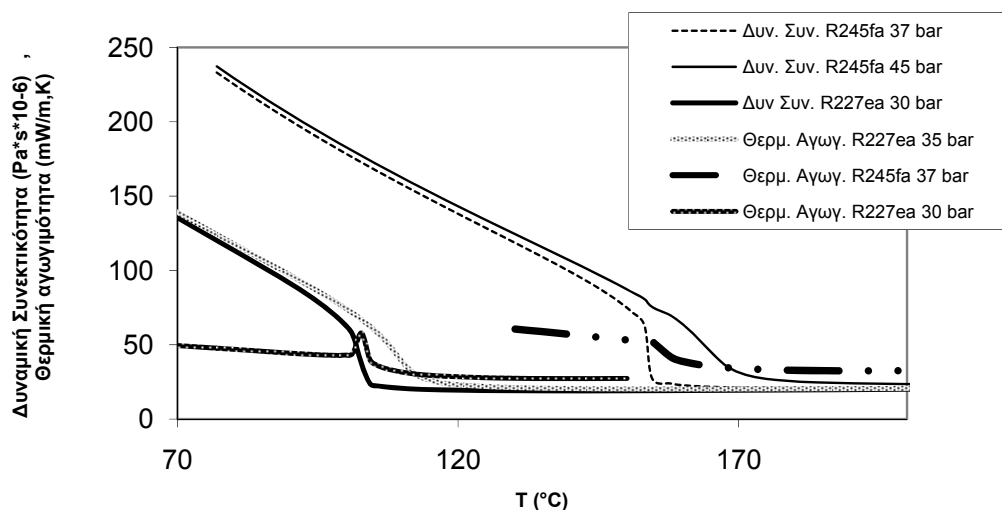
Το ιδιαίτερο χαρακτηριστικό των ρευστών σε υπερκρίσιμη κατάσταση είναι ότι οι θερμοδυναμικές και οι φυσικές ιδιότητες τους μεταβάλλονται πολύ έντονα συναρτήσει της θερμοκρασίας, όπως φαίνεται και στα σχήματα 3.13 και 3.14. Το Σχήμα 3.13 δείχνει τη μεταβολή της ειδικής θερμοχωρητικότητας (C_p) και του αριθμού Prandtl συναρτήσει της θερμοκρασίας για τα ρευστά R245fa και R227ea σε κρίσιμη και υπερκρίσιμη πίεση. Σε κρίσιμη πίεση, τόσο η ειδική θερμοχωρητικότητα όσο και ο αριθμός Prandtl μεταβάλλονται έντονα κοντά στην κρίσιμη θερμοκρασία και εμφανίζουν μέγιστο στη θερμοκρασία αυτή. Σε υπερκρίσιμη πίεση, υπάρχει μια θερμοκρασία μεγαλύτερη της κρίσιμης, στην οποία η ειδική θερμοχωρητικότητα και ο αριθμός Prandtl εμφανίζουν μια κορυφή (μέγιστο) και μετά μειώνονται ραγδαία. Η θερμοκρασία αυτή ορίζεται ως **ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία** και μεταβάλλεται ανάλογα με την (υπερκρίσιμη) πίεση. Οι θερμο-φυσικές ιδιότητες του ρευστού μεταβάλλονται γύρω από την ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία με παρόμοιο τρόπο όπως κοντά στο κρίσιμο σημείο, αλλά η διακύμανση των ιδιοτήτων είναι σχετικά μικρότερη. Σημειώνεται ότι όσο αυξάνεται η πίεση, αυξάνεται η ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία και μειώνεται η σχετική διακύμανση των θερμο-φυσικών ιδιοτήτων.



Σχήμα 3.13. Διακύμανση του C_p και του αριθμού Pr με τη θερμοκρασία

Στο Σχήμα 3.13 αξίζει να σχολιαστεί η μεταβολή του αριθμού Prandtl σε σχέση με τη θερμοκρασία. Σε υποκρίσιμες θερμοκρασίες παίρνει τιμές κοντά στο 4 και το ρευστό μπορεί να χαρακτηριστεί ως υγρό. Με την αύξηση της θερμοκρασίας πέφτει σχεδόν στιγμιαία στην τιμή 1 και τότε το ρευστό μπορεί να χαρακτηριστεί ως αέριο. Επομένως η αλλαγή φάσης συμβαίνει σχεδόν στιγμιαία στο κρίσιμο ή στο ψευδοκρίσιμο σημείο ανάλογα με την πίεση [10].

Δυναμική συνεκτικότητα και Θερμική αγωγιμότητα - θερμοκρασία



Σχήμα 3.14. Διακύμανση της θερμικής αγωγιμότητας και της δυναμικής συνεκτικότητας με τη θερμοκρασία

Το Σχήμα 3.14 δείχνει τη μεταβολή της θερμικής αγωγιμότητας και της δυναμικής συνεκτικότητας με τη θερμοκρασία, δύο μεγέθη που επηρεάζουν σημαντικά τη μετάδοση θερμότητας. Είναι εμφανής η έντονη μεταβολή των δύο μεγεθών κοντά στο κρίσιμο ή στο υπερκρίσιμο σημείο.

Για τους λόγους που αναλύθηκαν παραπάνω, η κλασική σχέση Dittus Boelter δεν είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt υπερκρίσιμης ροής. Έτσι χρησιμοποιείται η εμπειρική σχέση που έχει προταθεί από τον Jackson για υπερκρίσιμες συνθήκες ροής [11], [12], η οποία περιλαμβάνει και ένα συντελεστή διόρθωσης που εξισορροπεί την επίδραση της έντονης διακύμανσης των θερμοδυναμικών και φυσικών ιδιοτήτων του ρευστού στην περιοχή της ψευδοκρίσιμης θερμοκρασίας:

$$Nu_b = 0,0183 \cdot Re_b^{0,82} \cdot Pr^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p_b}}\right)^n \quad (16)$$

όπου ο δείκτης w αναφέρεται στη θερμοκρασία της πλάκας και ο δείκτης b στη θερμοκρασία του ρευστού, όπως προκύπτει από το ενεργειακό ισοζύγιο, ρ η πυκνότητα και C_p η ειδική θερμοχωρητικότητα.

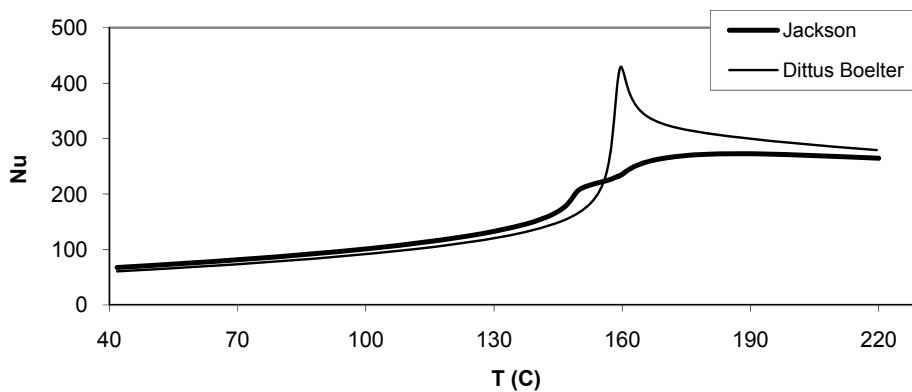
$$\text{Ως μέση ειδική θερμοχωρητικότητα ορίζεται : } \bar{c}_p = \frac{h_w - h_b}{T_w - T_b} \quad (17)$$

Αν T_{pc} η ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία, τότε ο εκθέτης n της εξίσωσης (16) είναι [13] :

$$\begin{aligned}
 n &= 0,4 \text{ for } T_b < T_w < T_{pc} \text{ and } 1,2 \cdot T_{pc} < T_b < T_w \\
 n &= 0,4 + 0,2 \cdot \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1 \right) \text{ for } T_b < T_{pc} < T_w \\
 n &= 0,4 + 0,2 \cdot \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 5 \cdot \left(\frac{T_b}{T_{pc}} - 1 \right) \right) \\
 &\text{for } T_{pc} < T_b < 1,2 \cdot T_{pc}
 \end{aligned} \tag{18}$$

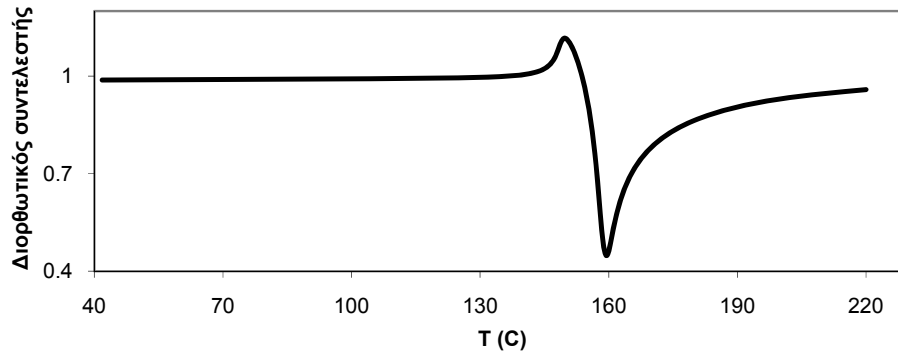
Στο Σχήμα 3.15 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών του αριθμού Nusselt με χρήση της σχέσης του Jackson (16) και του Dittus Boelter (15). Οι υπολογισμοί αυτοί έχουν γίνει για εργαζόμενο μέσο R245fa, θερμοκρασία υπερθέρμανσης $T_{sh}=220$ °C και υπερκρίσιμη πίεση υπέρθερμου ατμού 40 bar, στην οποία αντιστοιχεί ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία 159 °C. Όπως εύκολα παρατηρείται στο διάγραμμα, η σχέση Dittus Boelter δίνει πολύ μεγαλύτερους αριθμούς Nusselt στο θερμοκρασιακό φάσμα γύρω από την ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία, λόγω της τοπικής έντονης διακύμανσης των θερμοδυναμικών και φυσικών ιδιοτήτων του ρευστού και ιδιαίτερα της ειδικής θερμοχωρητικότητας και του αριθμού Prandtl. Ωστόσο η σχέση που προτείνεται από τον Jackson, εξομαλύνει την επίδραση αυτή λόγω του διορθωτικού συντελεστή, οι αντίστοιχες τιμές του οποίου παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.16. Με τη χρήση επομένως της σχέσης Jackson τα αποτελέσματα είναι πιο ακριβή και εξουδετερώνεται η επίδραση των διαφόρων φαινομένων κοντά στην ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία.

Αριθμός Nusselt κατά Jackson και Dittus Boelter



Σχήμα 3.15. Ο αριθμός Nu ως συνάρτηση της θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού

Διορθωτικός Συντελεστής σχέσης Jackson



Σχήμα 3.16. Ο διορθωτικός συντελεστής της σχέσης του Jackson ως συνάρτηση της θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού

Έχοντας λοιπόν υπολογίσει σε κάθε στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη την τιμή του όρου UA_i αλλά και τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U_i , είναι πολύ εύκολο να υπολογιστεί και η αντίστοιχη απαιτούμενη στοιχειώδης επιφάνεια A_i . Η συνολική επιφάνεια A_{tot} του εναλλάκτη είναι:

$$A_{tot} = \sum_{i=1}^{i=m} A_i \quad (19)$$

Τέλος ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U , ο οποίος αναφέρεται στο σύνολο του εναλλάκτη υπολογίζεται από τη μέση τιμή των τιμών U_i των στοιχειωδών τμημάτων.

Το πρόγραμμα που δημιουργήθηκε με βάση την παραπάνω μέθοδο για τη διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας, παρουσιάζεται αναλυτικά στο ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.

4. Αποτελέσματα υπολογιστικού προγράμματος, σχολιασμός και συμπεράσματα

Με βάση τη μέθοδο υπολογισμού που αναπτύχθηκε παραπάνω και με τη βοήθεια του υπολογιστικού προγράμματος που αναπτύχθηκε (βλ. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ) έγινε η διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας και ο υπολογισμός των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας για τρία βασικά οργανικά ρευστά. Στον πίνακα 4.1 παρουσιάζονται τα κρίσιμα σημεία τους.

Ρευστό	P_{crit} [MPa]	T_{crit} (°C)
R134a	4,06	101,06
R227ea	2,92	101,75
R245fa	3,65	154,01

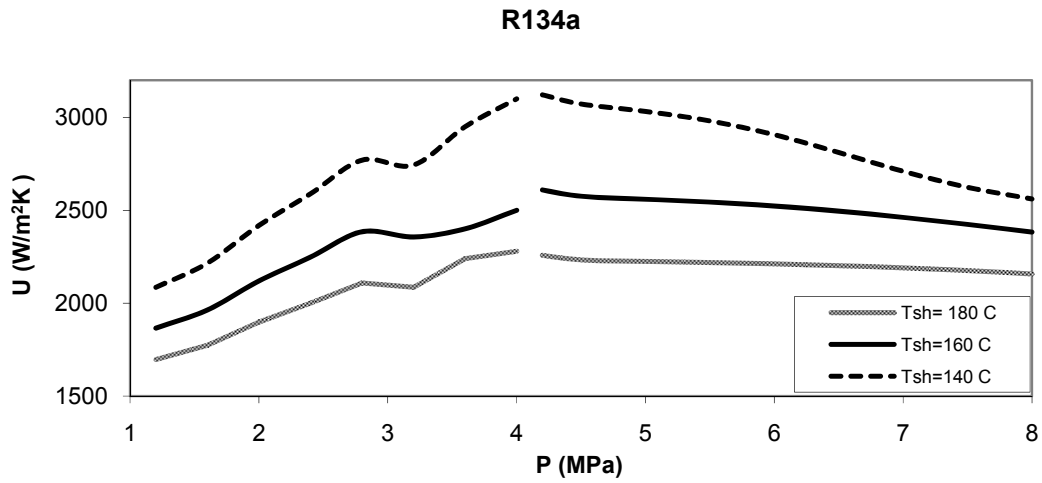
Πίνακας 4.1 Κρίσιμο σημείο οργανικών ρευστών

4.1. Μέσος Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας U

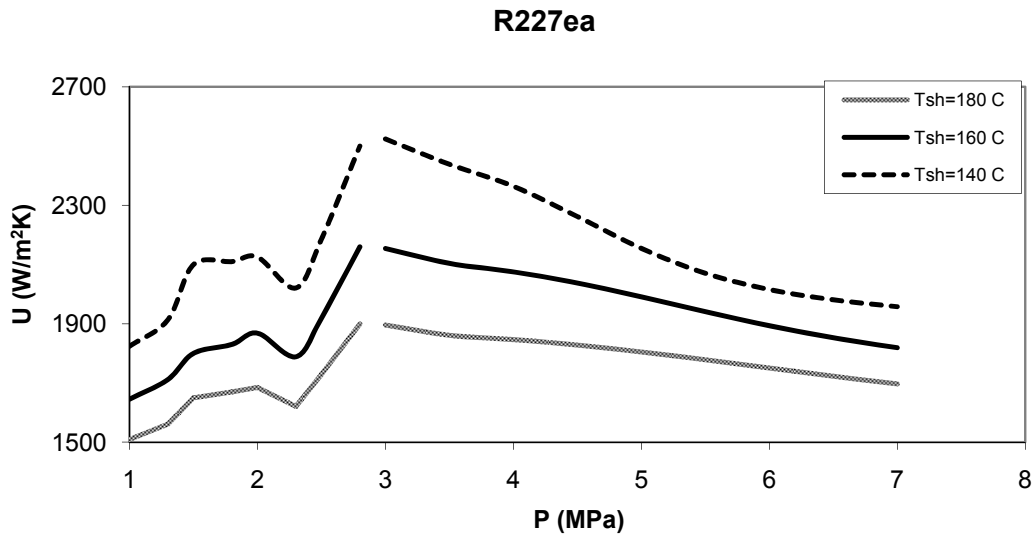
Τα σχήματα 4.1, 4.2 και 4.3 δείχνουν την επίδραση της πίεσης και της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης του ατμού στον μέσο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U , για τα τρία οργανικά ρευστά που εξετάζονται. Τα διαγράμματα αυτά χωρίζονται στην υποκρίσιμη και την υπερκρίσιμη περιοχή.

Στην υποκρίσιμη περιοχή, παρατηρείται μια εν γένει μονότονη αύξηση του U με την αύξηση της πίεσης. Αυτό ισχύει και για τα τρία ρευστά. Η θερμοκρασία υπερθέρμανσης δεν επηρεάζει ούτε την κλίση ούτε τη μορφή των καμπυλών αυτών. Ωστόσο επηρεάζει την τιμή του U . Όπως φαίνεται στα διαγράμματα αυτά, το μέγεθος U και η θερμοκρασία υπερθέρμανσης είναι αντιστρόφως ανάλογα, καθώς αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης επιφέρει ανάλογη μείωση του U .

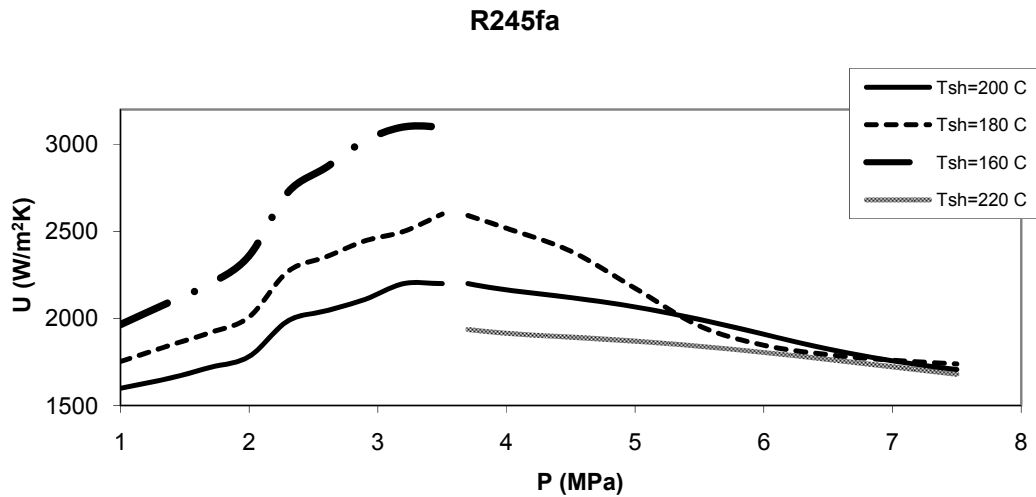
Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η υπερκρίσιμη περιοχή. Υπάρχει μια σχεδόν γραμμική σχέση, στην οποία αύξηση της πίεσης επιφέρει μείωση του μέσου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U . Μια ενδιαφέρουσα παρατήρηση είναι η επίδραση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης στις καμπύλες U - P . Για χαμηλότερες θερμοκρασίες η απόλυτη κλίση των γραμμών U - P αυξάνεται, που σημαίνει ότι υπάρχει ισχυρότερη εξάρτηση του U από την πίεση. Όπως φαίνεται και στα παρακάτω διαγράμματα, υπό σταθερή πίεση, η θερμοκρασία υπερθέρμανσης του ατμού, επηρεάζει σημαντικά την τιμή του U . Για παράδειγμα, με εργαζόμενο μέσο το R134a στα 65 bar, το U πέφτει από το 2500 W/m²K στους 160°C στο 2200 W/m²K στους 180°C. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η υπερθέρμανση του ρευστού γίνεται όταν αυτό βρίσκεται σε αέρια φάση (ατμός) και ο **τοπικός** συντελεστής μεταφοράς θερμότητας είναι ιδιαίτερα χαμηλός. Επομένως όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία υπερθέρμανσης τόσο μεγαλύτερο είναι το ποσοστό της μεταφερόμενης θερμότητας στην αέρια φάση του ρευστού και άρα τόσο χαμηλότερος και ο **μέσος** συντελεστής μετάδοσης θερμότητας.



Σχήμα 4.1 Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης, για διάφορες θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και εργαζόμενο μέσο R134a

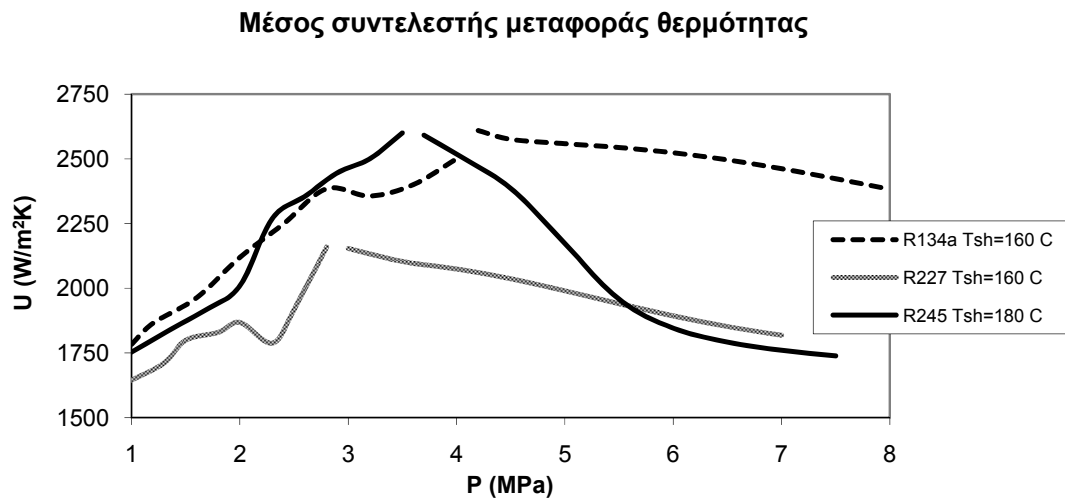


Σχήμα 4.2 Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης, για διάφορες θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και εργαζόμενο μέσο R227ea



Σχήμα 4.3. Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης, για διάφορες θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και εργαζόμενο μέσο R245fa

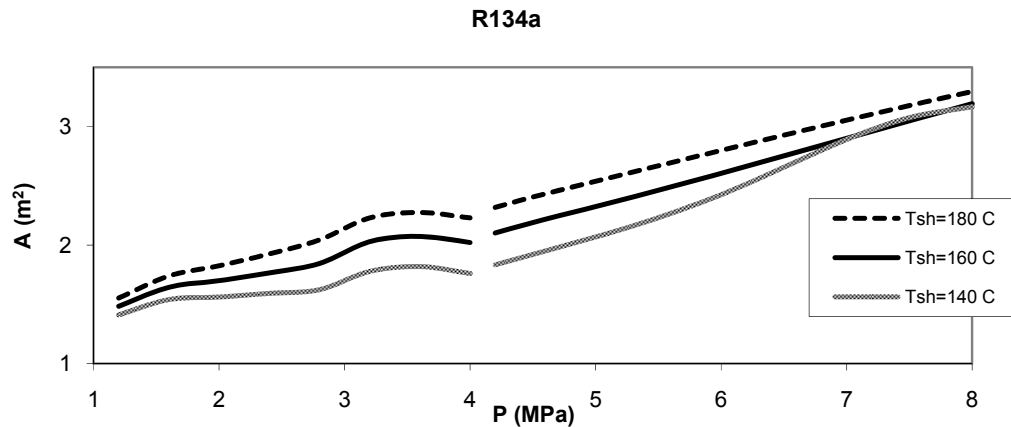
Στο Σχήμα 4.4 παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα για τα τρία οργανικά ρευστά, έτσι ώστε να μπορεί να γίνει μια ποιοτική σύγκριση της συμπεριφοράς τους. Και για τα 3 ρευστά, παρουσιάζεται μια παρόμοια εξάρτηση του U από την πίεση του ατμού. Για τα R134a και R245fa το U έχει παραπλήσιες τιμές, ενώ φαίνεται να υστερεί σημαντικά στην περίπτωση του R227ea. Για το R245fa, σημειώνεται ότι το U μειώνεται πολύ πιο απότομα στην υπερκρίσιμη περιοχή απ' ό,τι στις άλλες περιπτώσεις. Και για τα 3 ρευστά, το U παρουσιάζει μέγιστο κοντά στην κρίσιμη θερμοκρασία.



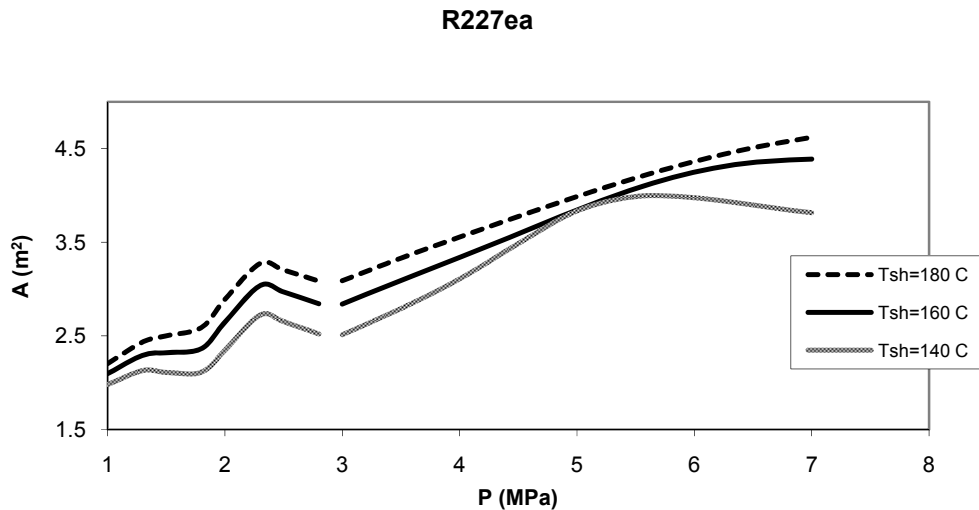
Σχήμα 4.4. Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης, για τα τρία οργανικά ρευστά

4.2. Απαιτούμενη επιφάνεια εναλλάκτη A

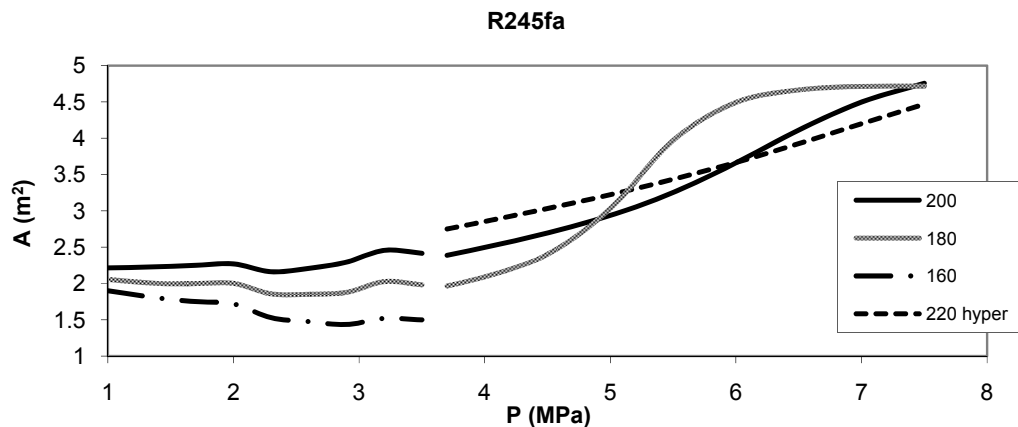
Στη συνέχεια, τα σχήματα 4.5, 4.6 και 4.7 δείχνουν την επίδραση της πίεσης και της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης στην απαιτούμενη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη, έτσι ώστε το pinch point να παραμένει σταθερό στους 10°C (βλ. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ). Στο σημείο αυτό είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι στην τιμή του A συμβάλλουν δυο παράγοντες. Αφενός το A συνδέεται άμεσα με την τιμή του U, όπου αύξηση της τιμής του U επιφέρει μείωση της αναγκαίας επιφάνειας του εναλλάκτη και αντιστρόφως. Αφετέρου η πίεση επηρεάζει το βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη (Σχήμα 4.9) και σε συνδυασμό με την απαίτηση για σταθερό pinch point επηρεάζεται και η τιμή της επιφάνειας του εναλλάκτη. Έτσι για παράδειγμα στην υποκρίσιμη περιοχή, παρόλο που η τιμή του U αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης, αυξάνεται και η απαιτούμενη επιφάνεια του εναλλάκτη λόγω του ότι ο βαθμός απόδοσης μειώνεται σημαντικά με την αύξηση της πίεσης. Στην υπερκρίσιμη περιοχή, η τιμή του U μειώνεται με την αύξηση της πίεσης, ενώ ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται. Όμως, η απαιτούμενη επιφάνεια του εναλλάκτη αυξάνεται και αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση του βαθμού απόδοσης είναι σχετικά μικρή και δεν αρκεί για να υπερκαλύψει το μειονέκτημα του μειωμένου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.



Σχήμα 4.5. Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης, για διάφορες θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και εργαζόμενο μέσο R134a



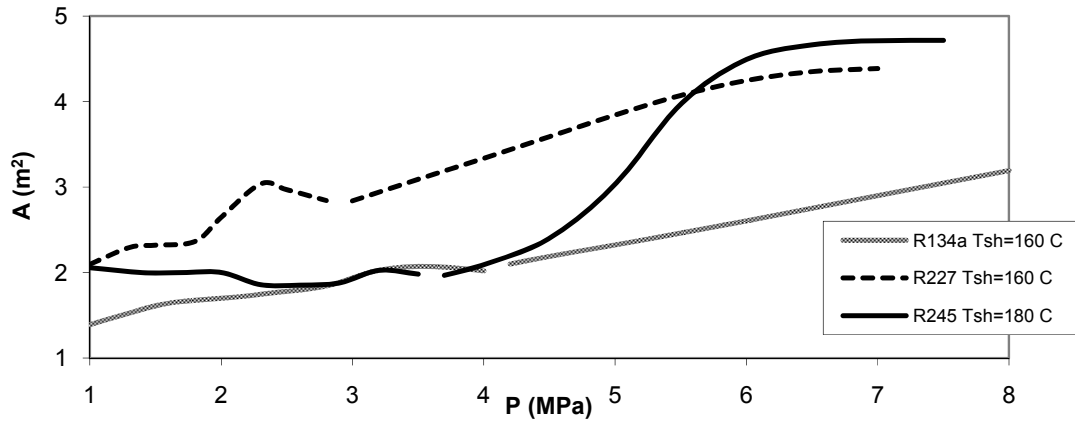
Σχήμα 4.6. Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης, για διάφορες θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και εργαζόμενο μέσο R227ea



Σχήμα 4.7. Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης, για διάφορες θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και εργαζόμενο μέσο R245fa

Στο Σχήμα 4.8 παρουσιάζονται και πάλι συνοπτικά τα αποτελέσματα για τα τρία οργανικά ρευστά, έτσι ώστε να μπορεί να γίνει μια ποιοτική σύγκριση της συμπεριφοράς τους. Και για τα 3 ρευστά, παρουσιάζεται μια παρόμοια εξάρτηση του A από την πίεση του ατμού. Για τα R134a και R245fa το A έχει παραπλήσιες τιμές, ενώ και πάλι φαίνεται να υστερεί σημαντικά στην περίπτωση του R227ea. Για το R245fa σημειώνεται ότι το A αυξάνεται πολύ πιο απότομα στην υπερκρίσιμη περιοχή απ'ότι στις άλλες περιπτώσεις. Και για τα 3 ρευστά, η απαιτούμενη επιφάνεια του εναλλάκτη είναι ιδιαίτερα αυξημένη στην υπερκρίσιμη περιοχή σε σχέση με την υποκρίσιμη, κάτι το οποίο αναμενόταν και θεωρητικά. Για παράδειγμα, με εργαζόμενο μέσο το R227ea στους 160°C, το A αυξάνεται από τα 2.65 m² στα 20 bar (υποκρίσιμο) στα 4.25 m² στα 60 bar (υπερκρίσιμο).

Επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας



Σχήμα 4.8. Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης, για τα τρία οργανικά ρευστά

4.3. Θερμικός βαθμός απόδοσης εναλλάκτη θερμότητας

Το Σχήμα 4.9 δείχνει το βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας ως συνάρτηση της πίεσης του ατμού, για τα τρία ρευστά που εξετάζονται. Οι υπολογισμοί έχουν γίνει για σταθερή επιφάνεια εναλλάκτη 3.5 m^2 .

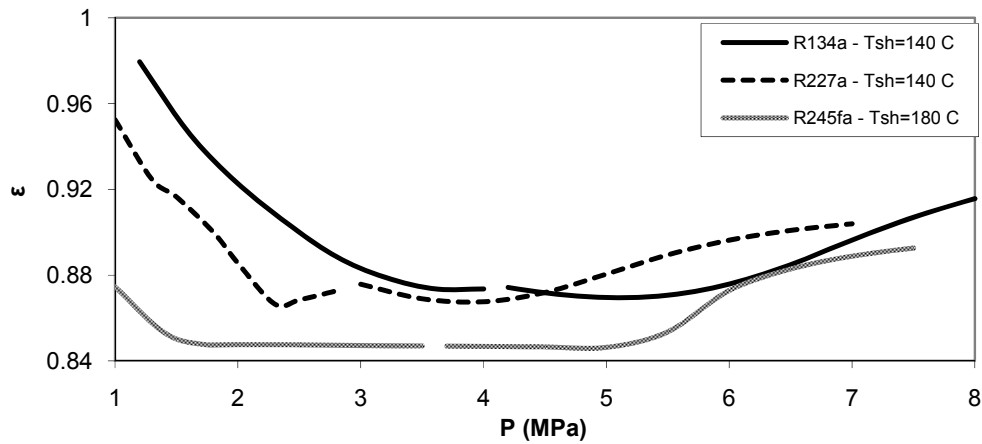
Στην υποκρίσιμη περιοχή, ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη μειώνεται σημαντικά με την αύξηση της πίεσης. Ενδεικτικά, με εργαζόμενο μέσο το R134a στους $140 \text{ }^\circ\text{C}$, ο θερμικός βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη πέφτει από το 0.965 στα 16 bar στο 0.88 στα 32 bar. Αυτό οφείλεται στην μορφή της «καμπάνας» κορεσμού όλων των οργανικών ρευστών στο διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας T-S. Καθώς η πίεση αυξάνεται, η ατμοποίηση γίνεται σε υψηλότερη θερμοκρασία, όπου η καμπάνα κορεσμού είναι πιο στενή και άρα για την ατμοποίηση απαιτείται μικρότερο ποσό θερμότητας. Κατά την ατμοποίηση ο τοπικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας είναι ιδιαίτερα υψηλός. Επομένως, ο μέσος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και άρα και ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη μειώνεται σημαντικά με την αύξηση της πίεσης, καθώς μειώνεται το ποσοστό της θερμότητας που μεταδίδεται κατά την ατμοποίηση.

Στην υπερκρίσιμη περιοχή, ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη αυξάνεται με αύξηση της πίεσης. Αυτό οφείλεται στην μορφή του διαγράμματος T-Q του εναλλάκτη θερμότητας (σχήματα 4.10 και 4.11). Με την αύξηση της πίεσης, έρχεται πιο κοντά η καμπύλη του οργανικού ρευστού στην ευθεία ψύξης της θερμής πηγής. Έτσι, όπως έχει ήδη αναλυθεί (βλ. κεφάλαιο 3) γίνεται καλύτερη εκμετάλλευση της θερμής πηγής και επιτυγχάνεται υψηλότερος βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας. Για παράδειγμα, με εργαζόμενο μέσο το R134a στους $140 \text{ }^\circ\text{C}$, ο θερμικός βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη αυξάνεται από το 0.87 στα 50 bar στο 0.91 στα 75 bar. Στα αντίστοιχα σχήματα (4.10 και 4.11) είναι εμφανής η επίδραση της πίεσης στη μορφή του διαγράμματος T-Q.

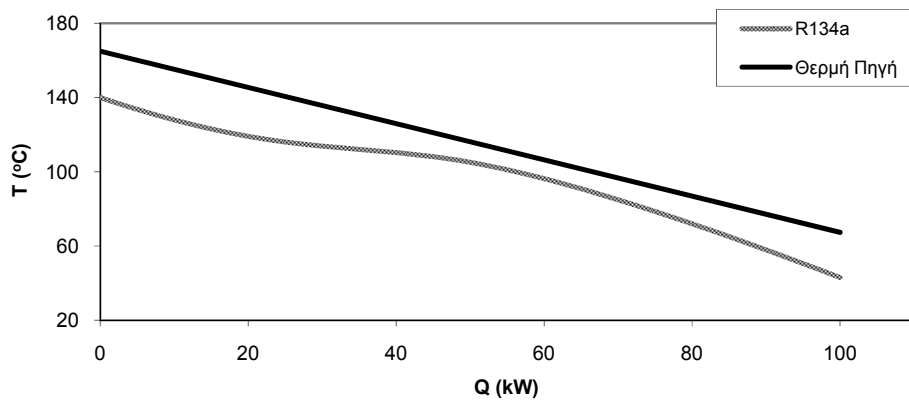
Συγκρίνοντας τις τιμές του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη για τα τρία ρευστά, είναι φανερό ότι το R245fa υστερεί σημαντικά σε σχέση με τα R134a και R227ea.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει επίσης, η συμπεριφορά του εναλλάκτη θερμότητας σε ένα περιορισμένο εύρος πιέσεων κοντά στην κρίσιμη πίεση, όπου παρατηρείται μια μικρή μείωση του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη με την αύξηση της πίεσης μέχρι ένα σημείο και στη συνέχεια η συνάρτηση ε-p γίνεται γνησίως αύξουσα. Αυτό γίνεται αντιληπτό στο Σχήμα 4.12, το οποίο εστιάζει στην εν λόγω περιοχή.

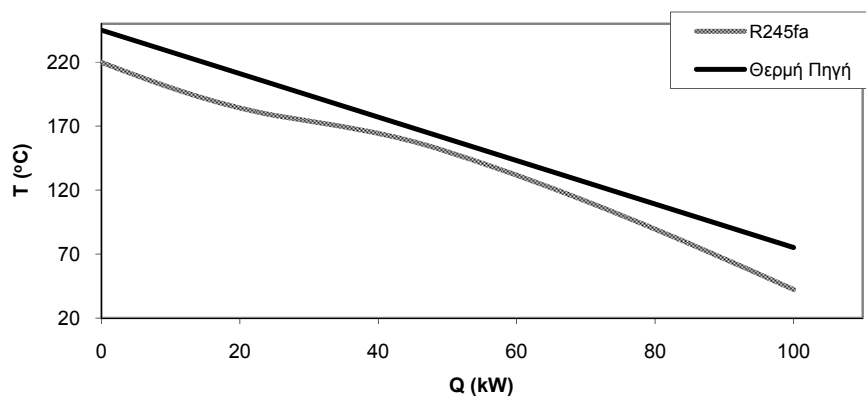
**Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη θερμότητας
A=3.5 m²**



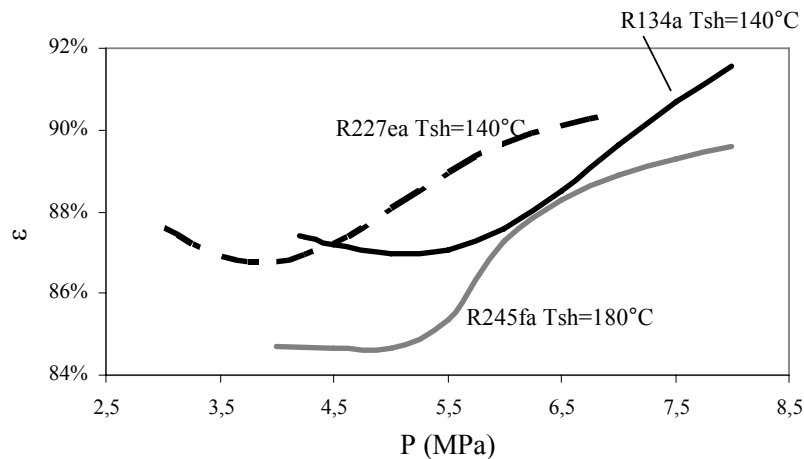
Σχήμα 4.9. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη για τα τρία οργανικά ρευστά



Σχήμα 4.10. Διάγραμμα T-Q για εργαζόμενο μέσο R134a, Tsh=140 °C και πίεση 50 bar



Σχήμα 4.11. Διάγραμμα T-Q για εργαζόμενο μέσο R134a, Tsh=140 °C και πίεση 75 bar



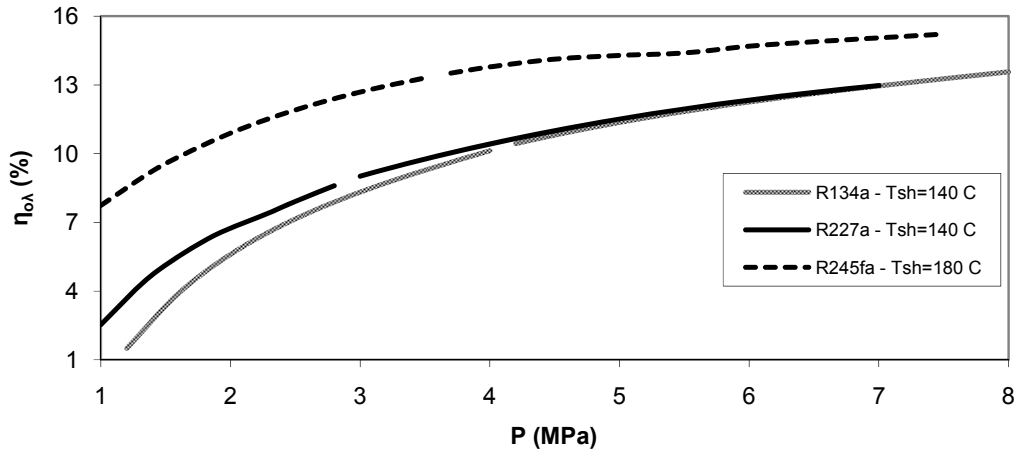
Σχήμα 4.12. Επίδραση της πίεσης ατμού στο θερμικό βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη, για τα τρία οργανικά ρευστά σε υπερκρίσιμες συνθήκες

Έχοντας αναλύσει τη συμπεριφορά του θερμικού βαθμού απόδοσης, τόσο του κύκλου ORC (παράγραφος 2.2) όσο και του εναλλάκτη θερμότητας, είναι σημαντικό να μελετηθεί και ο συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης ως συνάρτηση της πίεσης, έτσι ώστε να γίνει η βέλτιστη επιλογή της. Στα σχήματα 4.13 και 4.14 παρουσιάζεται ο συνολικός βαθμός απόδοσης (όπως αυτός έχει οριστεί προηγουμένως) της εγκατάστασης για απλό κύκλο και για κύκλο με αναγεννητή θερμότητας αντίστοιχα.

Για τον απλό κύκλο ORC, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.13, παρατηρείται μονότονη αύξηση του βαθμού απόδοσης του συστήματος με την αύξηση της πίεσης. Για την υπερκρίσιμη περιοχή αυτό ήταν αναμενόμενο, καθώς είναι αύξουσα τόσο η καμπύλη του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου όσο και του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη. Όσο για την υπερκρίσιμη περιοχή, έχουμε μονότονη αύξηση του βαθμού απόδοσης του συστήματος με την αύξηση της πίεσης, παρόλο που ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη παρουσιάζει έντονη μείωση με την αύξηση της πίεσης (Σχήμα 4.9). Αυτό οφείλεται στο γεγονός, ότι η ευεργετική επίδραση της αυξημένης πίεσης στο θερμικό βαθμό απόδοσης του απλού κύκλου ORC υπερκαλύπτει τον μειωμένο βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας.

Σημειώνεται ότι με εργαζόμενο μέσο το R245fa επιτυγχάνεται σημαντικά υψηλότερος βαθμός απόδοσης του συστήματος, ανεξαρτήτως πίεσεως.

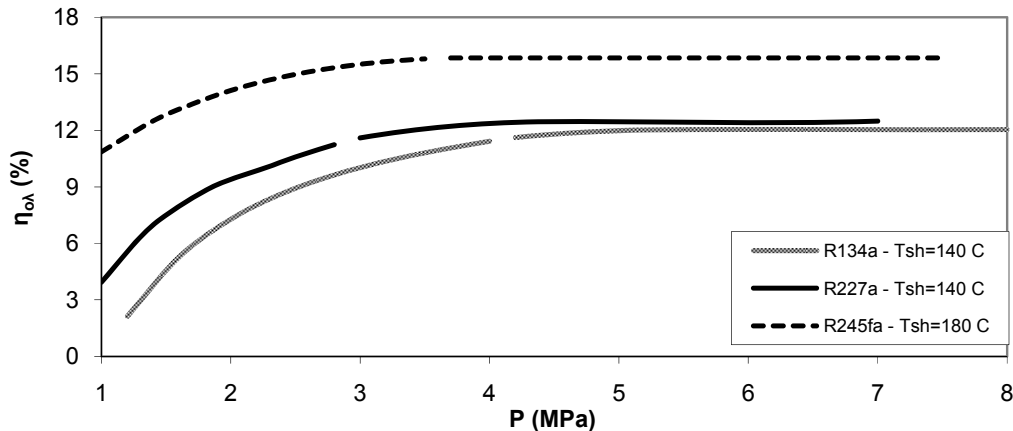
Συνολικός βαθμός απόδοσης συστήματος (A=3.5 m²)



Σχήμα 4.13. Συνολικός βαθμός απόδοσης συστήματος με απλό κύκλο ORC

Για τον κύκλο ORC με αναγεννητή θερμότητας ισχύουν οι ίδιες παρατηρήσεις, ενώ σημειώνεται ότι ο βαθμός απόδοσης του συστήματος παραμένει σταθερός πάνω από μια τιμή της (υπερκρίσιμης) πίεσης. Γενικά, επιτυγχάνεται πολύ καλύτερος βαθμός απόδοσης του συστήματος με τη χρήση του αναγεννητή θερμότητας. Χαρακτηριστικό είναι ότι με εργαζόμενο μέσο το R245fa, ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος είναι 15% στα 68 bar στην περίπτωση απλού κύκλου ενώ στην περίπτωση του κύκλου με αναγεννητή θερμότητας επιτυγχάνεται ο ίδιος βαθμός απόδοσης, μόλις στα 25 bar. Υψηλή πίεση σημαίνει υψηλότερο κόστος εναλλάκτη θερμότητας, καθώς απαιτείται μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, αλλά ταυτόχρονα σημαίνει και υψηλότερο συνολικό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Επίσης ο αναγεννητής θερμότητας, βελτιώνει μεν σημαντικά το βαθμό απόδοσης του συστήματος, αλλά παράλληλα αυξάνει σημαντικά το συνολικό κόστος της εγκατάστασης αφού απαιτείται ένας επιπλέον εναλλάκτης θερμότητας. Ο βέλτιστος συνδυασμός πίεσης λειτουργίας και η χρήση ή μη αναγεννητή θερμότητας εξαρτάται από την εκάστοτε εφαρμογή και απαιτείται τεχνοοικονομική μελέτη για την επιλογή του.

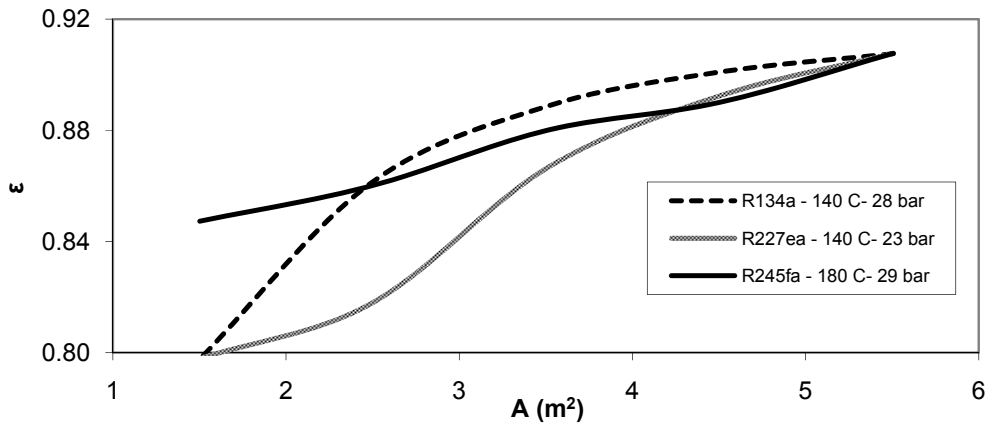
Συνολικός βαθμός απόδοσης συστήματος με αναγεννητή θερμότητας (A=3.5 m²)



Σχήμα 4.14 Συνολικός βαθμός απόδοσης συστήματος με αναγεννητή θερμότητας

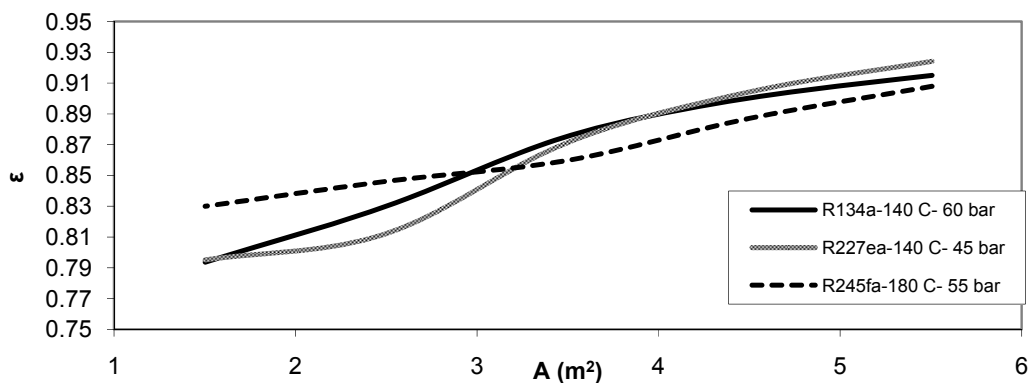
Τέλος τα σχήματα 4.15 και 4.16 παρουσιάζουν το βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη ως συνάρτηση της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας, σε υποκρίσιμες και υπερκρίσιμες συνθήκες αντίστοιχα. Η μορφή της καμπύλης είναι η θεωρητικά αναμενόμενη και είναι παρόμοια και στις δύο περιπτώσεις. Έτσι αύξηση της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας επιφέρει αύξηση και στον βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας. Για χαμηλές τιμές της επιφάνειας του εναλλάκτη (1.5 -2.5 m²), η επίδραση της τιμής της στον βαθμό απόδοσης είναι πιο έντονη (μεγαλύτερη κλίση της καμπύλης). Για μεγαλύτερες τιμές η επίδραση αυτή σταδιακά μειώνεται. Η βέλτιστη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας εξαρτάται άμεσα από την εφαρμογή και το είδος του εναλλάκτη θερμότητας και απαιτείται τεχνοοικονομική μελέτη για τον υπολογισμό της.

Βαθμός Απόδοσης - Επιφάνεια Εναλλάκτη Υποκρίσιμες Συνθήκες



Σχήμα 4.15. Εξάρτηση του βαθμού απόδοσης εναλλάκτη από την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας σε υποκρίσιμες συνθήκες

Βαθμός Απόδοσης - Επιφάνεια Εναλλάκτη Υπερκρίσιμες Συνθήκες



Σχήμα 4.16. Εξάρτηση του βαθμού απόδοσης εναλλάκτη από την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας σε υπερκρίσιμες συνθήκες

4.4. Συμπεράσματα

Η τεχνολογία ORC έχει τη δυνατότητα να αξιοποιηθεί σε ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών. Προηγούμενες μελέτες έδειξαν ότι υπερκρίσιμες συνθήκες ρευστού μπορούν να οδηγήσουν σε καλύτερη εκμετάλλευση της θερμής πηγής και επομένως σε αυξημένη απόδοση του κύκλου ORC. Ωστόσο, σε υπερκρίσιμες συνθήκες αναμενόταν σημαντική μείωση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και αυξημένη αναγκαία επιφάνεια του εναλλάκτη θερμότητας. Επομένως, το ερώτημα που προέκυψε είναι σε ποιο βαθμό συμβαίνει αυτό και κατά πόσο ο υπερκρίσιμος κύκλος ORC είναι πρακτικά εφαρμόσιμος. Έτσι ήταν ιδιαίτερα σημαντικό να μελετηθούν οι μηχανισμοί μεταφοράς θερμότητας οργανικού ρευστού σε υπερκρίσιμες συνθήκες και να γίνει διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας. Στην παρούσα διπλωματική εργασία δόθηκε ιδιαίτερη έμφαση στη χρήση κατάλληλων προσεγγιστικών σχέσεων για την μεγαλύτερη δυνατή ακρίβεια των υπολογισμών. Επίσης οι υπολογισμοί έγιναν και για υποκρίσιμες συνθήκες έτσι ώστε να είναι δυνατή η σύγκριση και η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων και η μελέτη της επίδρασης των υπερκρίσιμων συνθηκών στην απόδοση του κύκλου και του εναλλάκτη καθώς και στις διαστάσεις του εναλλάκτη. Με τα υπολογιστικά προγράμματα που αναπτύχθηκαν είναι δυνατός ο καθορισμός των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και η διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας.

Είναι απαραίτητο, τα αποτελέσματα της έρευνας αυτής να αξιοποιηθούν για την τεχνοοικονομική βελτιστοποίηση των συστημάτων ORC και να γίνει περαιτέρω έρευνα προς την κατεύθυνση αυτή.

5. Εφαρμογές ORC

Εφαρμογές οργανικών κύκλων Rankine απαντώνται για μία ευρεία γκάμα παραγόμενης ισχύος. Έτσι, μπορούμε να συναντήσουμε μικρές εγκαταστάσεις με ισχύ 100kW_{el} ή και μικρότερη μέχρι και συστήματα με εγκατεστημένη ισχύ $1,5\text{MW}_{el}$ [15]. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι κυριότερες εφαρμογές ORC κύκλων.

5.1. Καύση βιομάζας

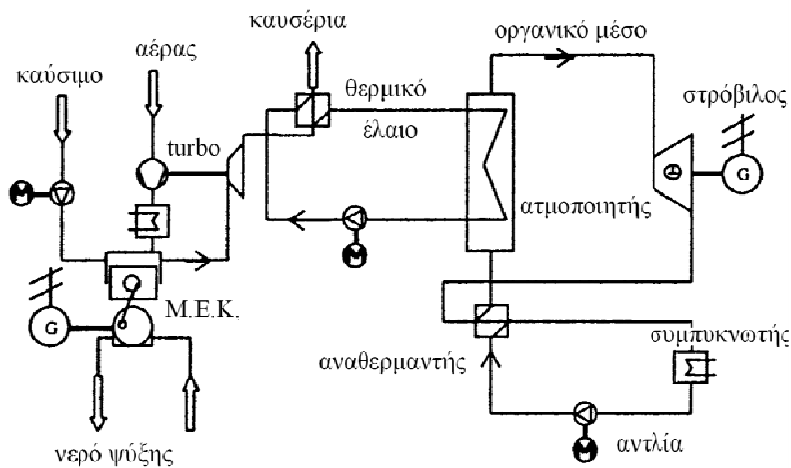
Η χρήση του κύκλου ORC για τη συμπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας (Combined Heat and Power production ή CHP) με καύση βιομάζας, έχει μελετηθεί εκτεταμένα την τελευταία δεκαετία [17], [18]. Σήμερα λειτουργούν αρκετές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας ή/και θερμότητας με βάση τον κύκλο ORC (Π.χ. Stadtwärme Lienz Austria 1000kW_{el} , Sauerlach Bavaria 700kW_{el} , Toblach South Tyrol 1100kW_{el} , Fußach Austria 1500kW_{el}) [19], [20].

Ο κύριος λόγος για τον αυξανόμενο αριθμό τέτοιου τύπου εγκαταστάσεων είναι ότι η τεχνολογία ORC είναι η μόνη αποδεδειγμένη τεχνολογία για αποκεντρωμένη παραγωγή ισχύος μέχρι και 1MW_{el} από στερεά καύσιμα όπως η βιομάζα. Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται από 6-17% [21].

Όμως παρόλο τον μικρό βαθμό απόδοσης, υπάρχουν αρκετά πλεονεκτήματα. Η εγκατάσταση δεν απαιτεί μεγάλα κόστη προσωπικού. Επίσης, το οργανικό μέσο έχει χαμηλότερη διαφορά ενθαλπίας μεταξύ υψηλής και χαμηλής πίεσης σε σχέση με το νερό. Αυτό οδηγεί σε μεγαλύτερες παροχές μάζας. Άρα χρησιμοποιούνται μεγαλύτεροι στρόβιλοι (για την ίδια παραγωγή ισχύος) και μειώνονται οι απώλειες κενού (gap losses). Τέλος, ο βαθμός απόδοσης ενός στρόβιλου σε οργανικό κύκλο Rankine είναι της τάξης του 85% και έχει πολύ καλή συμπεριφορά σε μερικά φορτία [22].

5.2. Ανάκτηση θερμότητας από Μηχανές Εσωτερικής Καύσης (Μ.Ε.Κ.)

Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι μηχανές εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.), απορρίπτουν στο περιβάλλον μεγάλες ποσότητες θερμότητας, με τη μορφή θερμών καυσαερίων. Λόγω της χαμηλής τους θερμοκρασίας, μόνο η τεχνολογία ORC είναι ικανή να εκμεταλλευτεί τέτοιες θερμές πηγές. Έτσι, τα καυσαέρια μπορούν να θερμαίνουν ένα κλειστό κύκλωμα θερμικού ελαίου το οποίο στη συνέχεια θερμαίνει το οργανικό ρευστό (Σχήμα 5.1). Επίσης υπό μελέτη βρίσκεται η απευθείας θέρμανση του οργανικού ρευστού από τα καυσαέρια χωρίς τη μεσολάβηση κυκλώματος θερμικού ελαίου. Η παραγόμενη από το στρόβιλο μηχανική ισχύς μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε απευθείας ως μηχανική ισχύς (π.χ. πλοίο) είτε για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (π.χ. ηλεκτροπαραγωγή ζεύγη με αεριοστρόβιλους φυσικού αερίου). Έτσι, αυξάνεται σημαντικά ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης. Για παράδειγμα ο οργανικός κύκλος Rankine μπορεί να συναντηθεί σε εγκαταστάσεις χώνευσης βιομάζας. Σε αυτή την περίπτωση το βιοαέριο, που προέρχεται από τη χώνευση της βιομάζας, χρησιμοποιείται ως καύσιμο σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης. Λόγω των χαμηλών θερμοκρασιακών απαιτήσεων, η δεξαμενή χώνευσης θερμαίνεται από το νερό ψύξης της μηχανής. Για τη λειτουργία του οργανικού κύκλου Rankine χρησιμοποιούνται τα καυσαέρια. Άλλες εφαρμογές είναι μηχανές πλοίων, λεωφορείων, ηλεκτροπαραγωγών αεριοστρόβιλων, ηλεκτροπαραγωγών μηχανών Diesel κ.α.

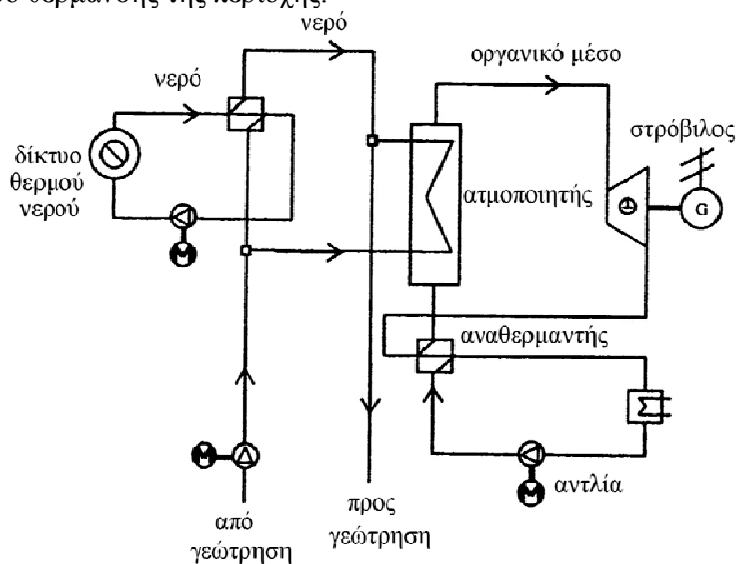


Σχήμα 5.1. Αναπαράσταση εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας από Μ.Ε.Κ. [23]

5.3. Γεωθερμία

Μια άλλη περίπτωση, στην οποία εφαρμόζεται η τεχνολογία ORC είναι η εκμετάλλευση της γεωθερμικής ενέργειας. Οι συμβατικές τεχνολογίες δεν είναι κατάλληλες για θερμικές πηγές με θερμοκρασιακό πεδίο από 80 °C έως 120 °C. Ο κύκλος Kalina [24], στον οποίο ως εργαζόμενο μέσο χρησιμοποιείται ένα μείγμα αμμωνίας – νερού, φαίνεται να είναι η μόνη εναλλακτική ,έναντι του ORC, λύση. Το Σχήμα 5.2 δείχνει το σχεδιάγραμμα μια τυπικής γεωθερμικής εγκατάστασης ORC. Μία βασική διαφορά σε σχέση με μια κλασική εγκατάσταση ORC είναι ότι δεν γίνεται χρήση θερμικού ελαίου και η θερμική ενέργεια μεταφέρεται στο οργανικό μέσο απευθείας από το ζεστό νερό που εξέρχεται από τη γη.

Ένα παράδειγμα γεωθερμικής εγκατάστασης, που χρησιμοποιεί την τεχνολογία ORC είναι το εργοστάσιο Neustadt–Glewe στη Γερμανία [25], [26]. Η εγκατάσταση χρησιμοποιεί θερμό νερό που εξέρχεται από βάθος 2250 μέτρων, σε θερμοκρασία περίπου 98 °C και το μετατρέπει σε 210 kW_{el} περίπου, με τη βοήθεια ενός ORC στροβίλου. Το σύστημα ORC είναι εγκατεστημένο απευθείας στην οπή εξαγωγής θερμού νερού. Μετά την παραγωγή ηλεκτρισμού, το θερμό νερό βρίσκεται σε θερμοκρασία 70-84 °C , ανάλογα με το ηλεκτρικό φορτίο, και μεταφέρεται στο τοπικό δίκτυο θέρμανσης της περιοχής.

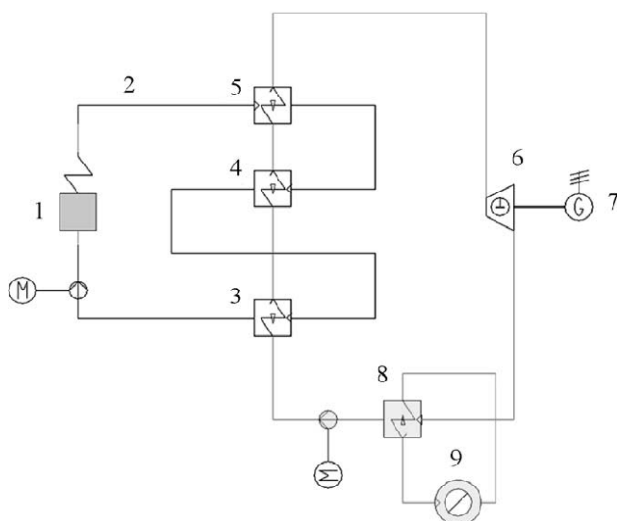


Σχήμα 5.2. Γεωθερμική Εφαρμογή ORC [23]

5.4. Μίκρο – συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού (micro-CHP)

Άλλη μία εφαρμογή του οργανικού κύκλου Rankine είναι η συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού της τάξης μερικών kW_{el}, (micro-Combined Heat and Power production ή micro-CHP). Σε τέτοιου τύπου εφαρμογές η θερμότητα που αποβάλλεται στον συμπυκνωτή χρησιμοποιείται εξ ολοκλήρου για την κάλυψη αναγκών θέρμανσης. Αυτό σημαίνει ότι η θερμοκρασία συμπύκνωσης του οργανικού ρευστού θα πρέπει να είναι τέτοια, ώστε η απορριπτόμενη θερμότητα στο συμπυκνωτή να μπορεί να χρησιμοποιηθεί στο σύνολο της για θέρμανση. Αυτό γίνεται περίπου στους 90 °C. Η πηγή θερμότητας για τον οργανικό κύκλο Rankine μπορεί να είναι η καύση βιομάζας [1].

Στο Σχήμα 5.3 φαίνεται το σχεδιάγραμμα μιας εγκατάστασης micro-CHP σε συγκρότημα κατοικιών με καυστήρα βιομάζας. Ο καυστήρας αυτός (1) θερμαίνει ένα κλειστό κύκλωμα θερμικού ελαίου (2). Το θερμικό έλαιο προθερμαίνει (3), εξατμίζει (4) και υπερθερμαίνει (5) το οργανικό ρευστό, το οποίο στη συνέχεια εκτονώνεται (6) σε ένα στρόβιλο τύπου scroll ή screw. Η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται (7) μπορεί είτε να χρησιμοποιηθεί απευθείας από το συγκρότημα κατοικιών είτε να αποδοθεί στο δίκτυο. Το σημαντικό είναι ότι η απορριπτόμενη θερμότητα από τον συμπυκνωτή (8) μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη θέρμανση των κατοικιών ή και να αποδοθεί σε ένα τοπικό δίκτυο θέρμανσης (9).



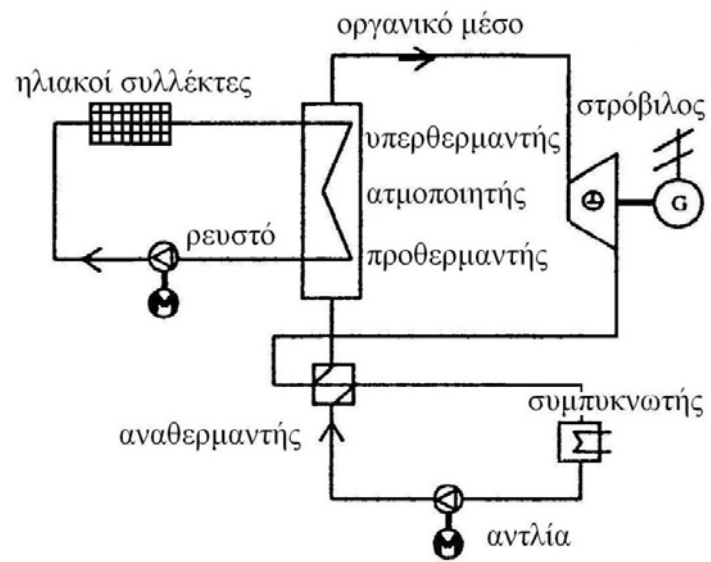
Σχήμα 5.3. Σχεδιάγραμμα εγκατάστασης micro-CHP με τεχνολογία ORC [1]

5.5. Ηλιακές εφαρμογές

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι ηλιακές εφαρμογές τόσο για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας όσο και για αφαλάτωση νερού με αντίστροφη όσμωση (Solar Reverse Osmosis Desalinations systems). Γενικά ως πηγή θερμότητας χρησιμοποιείται η ηλιακή ακτινοβολία, η οποία συγκεντρώνεται σε ένα, παραβολικό συνήθως, ηλιακό συλλέκτη. Με τη βοήθεια ειδικού θερμικού ελαίου, η θερμότητα μεταφέρεται μέσω ενός πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας στο οργανικό ρευστό και στον κύκλο ORC (Σχήμα 5.4). Σημειώνεται ότι η τεχνολογία αυτή έχει ήδη εφαρμοστεί με εργαζόμενο μέσο το νερό, σε μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας της τάξεως των 50 MWel. Στις μονάδες αυτές αναπτύσσονται θερμοκρασίες 500-600 °C και επομένως η χρήση του νερού ως εργαζόμενο μέσο είναι εφικτή και επιθυμητή. Ωστόσο σε μικρότερες εγκαταστάσεις της τάξεως των 100 KW για απομονωμένα συστήματα, οι μικρότεροι και απλούστεροι παραβολικοί ηλιακοί συλλέκτες αναπτύσσουν θερμοκρασίες το πολύ 150-160 °C. Η θερμότητα αυτή σε τόσο χαμηλή θερμοκρασία, είναι δυνατό να αξιοποιηθεί μόνο με τη χρήση της τεχνολογίας ORC.

Στην περίπτωση του συστήματος αφαλάτωσης, ο στρόβιλος κινεί απευθείας την αντλία του συστήματος αντίστροφης όσμωσης και παράγεται αφαλατωμένο νερό, το οποίο στη συνέχεια αποθηκεύεται σε κατάλληλες δεξαμενές και προωθείται στο δίκτυο υδροδότησης.

Στις ηλιακές εγκαταστάσεις για παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος (συστοιχία φωτοβολταϊκών στοιχείων, ORC-παραβολικοί συλλέκτες) σε απομονωμένα συστήματα, η αποθήκευση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας είναι ένα ζήτημα κεφαλαιώδους σημασίας για την ενεργειακή και οικονομική βιωσιμότητα τους. Το πλεονέκτημα των συστημάτων ORC έναντι των φωτοβολταϊκών στοιχείων, είναι το γεγονός ότι δεν είναι αναγκαίο να αποθηκευθεί η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια, καθώς υπάρχει η δυνατότητα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας και η αξιοποίηση της για την παραγωγή ηλεκτρισμού όταν αυτό είναι αναγκαίο. Η αποθήκευση θερμικής ενέργειας είναι πολύ αποδοτικότερη και πιο οικονομική σε σχέση με την αποθήκευση της ηλεκτρικής ενέργειας σε συστοιχίες μπαταριών, οι οποίες είναι ακριβές, έχουν μικρή διάρκεια ζωής και δεν είναι ιδιαίτερα αποδοτικές. Έτσι, ενώ οι εγκαταστάσεις με φωτοβολταϊκά στοιχεία μοιάζουν να είναι η ιδανική επιλογή για την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών σε απομονωμένα συστήματα λόγω απλότητας κατασκευής, η ανάγκη για αποθήκευση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας καθιστά ανταγωνιστική την τεχνολογία των συστημάτων ORC για τέτοιου τύπου εφαρμογές. Ωστόσο, καθώς η τεχνολογία αυτή δεν είναι ακόμα ώριμη, απαιτείται περαιτέρω διερεύνηση των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας. Στο επόμενο κεφάλαιο, αναλύονται τα οφέλη από την εισαγωγή ενός συστήματος αποθήκευσης σε ένα ηλιακό σύστημα ORC και παρατίθενται οι διάφορες διαθέσιμες τεχνολογίες και τα χαρακτηριστικά τους.



Σχήμα 5.4. Ηλιακή εφαρμογή με παραβολικούς συλλέκτες και κύκλωμα ORC για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας [21]

6. Αποθήκευση θερμικής ενέργειας σε ηλιακά συστήματα ORC

Σε ένα ηλιακό σύστημα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, όπως είδαμε, ένας πολύ σημαντικός παράγοντας για την οικονομική βιωσιμότητα της εγκατάστασης είναι η αποθήκευση θερμικής ενέργειας, η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί κατά τη διάρκεια της νύχτας ή σε περιόδους περιορισμένης ηλιοφάνειας (π.χ. συννεφιά).

Ωστόσο ο τομέας αυτός δεν είναι αρκετά ανεπτυγμένος και ενώ υπάρχουν πολλές προτάσεις σε θεωρητικό επίπεδο, λίγες έχουν υλοποιηθεί στην πράξη. Στη συνέχεια αναλύονται τα οφέλη από την εισαγωγή ενός συστήματος αποθήκευσης στο σύστημα ORC και παρατίθενται οι διάφορες τεχνολογίες και τα χαρακτηριστικά τους. Ακολουθεί μια ποιοτική θεωρητική μοντελοποίηση ενός τέτοιου συστήματος, και τα αποτελέσματα που προκύπτουν από αυτήν.

6.1. Συστήματα Αποθήκευσης Θερμικής Ενέργειας (ΣΑΘΕ)

Τα οφέλη που επιτυγχάνονται με την εισαγωγή ενός ΣΑΘΕ σ' ένα ηλιακό σύστημα ORC είναι:

- Το σύστημα γίνεται πιο αξιόπιστο καθώς μειώνονται οι αιχμές παραγωγής ενέργειας και η λειτουργία γίνεται μέσα σε πιο στενά, σταθερά και προβλέψιμα όρια.
- Αύξηση της παραγόμενης ενέργειας. Είναι το πιο σημαντικό όφελος, καθώς η ηλιακή ακτινοβολία παρουσιάζει μεγάλες διακυμάνσεις τόσο κατά τη διάρκεια της ημέρας όσο και από μέρα σε μέρα ή ανάλογα με την εποχή κτλ. Επίσης ο στρόβιλος ισχύος έχει περιορισμένο εύρος λειτουργίας εκ κατασκευής με αποτέλεσμα, σ'ένα σύστημα χωρίς αποθήκευση, να μειώνονται οι ώρες λειτουργίας του και να απορρίπτονται μεγάλα ποσά ενέργειας. Με το σύστημα αποθήκευσης εξομαλύνεται η καμπύλη διαρκείας της προσφερόμενης στο ORC θερμικής ενέργειας με αποτέλεσμα να αυξάνονται οι ώρες λειτουργίας και ως εκ τούτου να αυξάνεται ο συντελεστής εκμεταλλευσιμότητας (Capacity Factor) και η παραγόμενη ενέργεια.
- Συνήθως η καμπύλη ζήτησης και η καμπύλη παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, ιδιαίτερα όταν η ενεργειακή πηγή είναι η ηλιακή ενέργεια, είναι πολύ διαφορετικές μεταξύ τους. Ενώ, για παράδειγμα, η παραγόμενη ενέργεια εμφανίζει αιχμή το μεσημέρι, η ζήτηση εμφανίζει αιχμή μετά τη δύση του ηλίου. Το σύστημα αποθήκευσης δίνει τη δυνατότητα να διατίθεται ενέργεια όταν υπάρχει ζήτηση.

Τα ΣΑΘΕ χαρακτηρίζονται από δύο βασικά μεγέθη:

1. Κυκλικός βαθμός απόδοσης. Ορίζεται ως ο λόγος της ανακτόμενης σε κάθε κύκλο θερμότητας προς την ενέργεια που απορροφήθηκε από την πηγή θερμότητας, η οποία στην περίπτωση μας είναι ο ηλιακός συλλέκτης.
2. Το κόστος της ανακτόμενης θερμικής ενέργειας (€/KWh), το οποίο οφείλεται στις θερμικές απώλειες, στο κόστος των σωληνώσεων και του αποθηκευτικού μέσου και κυρίως των απαραίτητων εναλλακτών θερμότητας.

Ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας πρέπει να πληροί τις παρακάτω προϋποθέσεις [27]:

- Υψηλή ενεργειακή πυκνότητα
- Υψηλός κυκλικός βαθμός απόδοσης
- Μικρή διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ HTF (Heat Transfer Fluid – υγρό μεταφοράς θερμότητας) και αποθηκευτικού μέσου.
- Υψηλός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του HTF και του αποθηκευτικού μέσου.
- Μηχανική και χημική σταθερότητα του μέσου αποθήκευσης, έτσι ώστε ακόμα και μετά από μεγάλο αριθμό κύκλων φόρτισης – αποφόρτισης, να μην αλλοιώνονται τα χαρακτηριστικά και οι ιδιότητές του, εξασφαλίζοντας μεγάλη διάρκεια ζωής του συστήματος.
- Χαμηλές θερμικές απώλειες.
- Εύκολος έλεγχος λειτουργίας της εγκατάστασης.

Τα ΣΑΘΕ κατατάσσονται σε τρεις κατηγορίες με βάση τη θερμοδυναμική αρχή λειτουργίας τους [28]:

Συστήματα αισθητής θερμότητας: το μέσο αποθήκευσης είναι κάποιο υγρό ή στερεό με υψηλή ειδική θερμοχωρητικότητα. Έτσι κατά τη διάρκεια της φόρτισης αυξάνεται η θερμοκρασία του και αποθηκεύεται ενέργεια και αντιστρόφως. Μεγάλο μειονέκτημα αποτελεί η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία λειτουργίας, ιδιαίτερα στη φάση της αποφόρτισης που οδηγεί σε σχετικά μεγάλες διαφορές θερμοκρασίας μεταξύ εργαζόμενου και αποθηκευτικού μέσου. Σε ένα σύστημα ORC, είναι επιβεβλημένη η σταθερή θερμοκρασία υπερθέρμανσης στον κύκλο και ένα τέτοιο σύστημα αποθήκευσης είναι εντελώς ακατάλληλο.

Συστήματα λανθάνουσας θερμότητας: εκμεταλλεύονται τη θερμότητα που απαιτείται για την αλλαγή φάσης του μέσου αποθήκευσης, το οποίο είναι κάποιο υλικό με υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης ή τήξης, ανάλογα με το αν είναι υγρό ή στερεό αντίστοιχα. Συνήθως επιλέγεται κάποιο στερεό που τήκεται στην επιθυμητή θερμοκρασία. Καθώς η αλλαγή φάσης ενός σώματος γίνεται υπό σταθερή θερμοκρασία, με την επιλογή του κατάλληλου υλικού, το εργαζόμενο και το αποθηκευτικό μέσο βρίσκονται σε παραπλήσιες θερμοκρασίες.

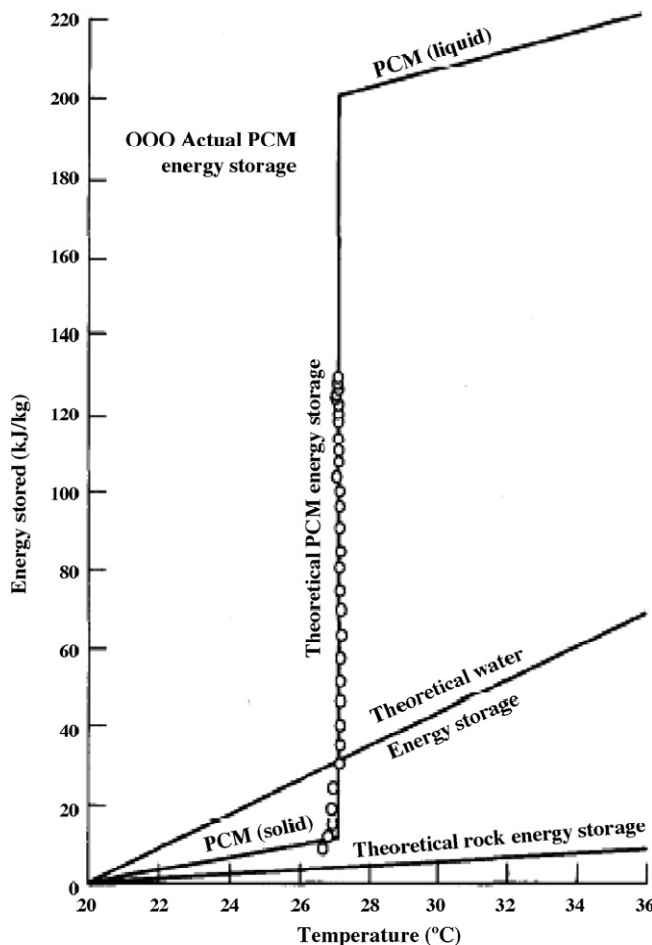
Οι σύγχρονες εφαρμογές αυτής της μεθόδου βασίζονται στα υλικά PCM (phase change materials) που έχουν πολύ υψηλή ενεργειακή πυκνότητα, και σημείο τήξης από 40 έως 900 °C, καλύπτοντας ένα πολύ μεγάλο εύρος εφαρμογών. Το πιο σημαντικό πρόβλημα είναι ότι τα PCM χαρακτηρίζονται από χαμηλούς έως πολύ χαμηλούς συντελεστές μεταφοράς θερμότητας με αποτέλεσμα οι ρυθμοί φόρτισης

και αποφόρτισης να είναι πολύ χαμηλοί. Στη συνέχεια θα γίνει περαιτέρω ανάλυση αυτού του προβλήματος και των μεθόδων επίλυσης του. Τα συστήματα αυτά μοιάζουν να είναι ιδανική επιλογή για ένα ORC σύστημα. Στο Σχήμα 6.1 φαίνεται καθαρά η ανωτερότητα των PCM έναντι ενός υγρού ή στερεού μέσου αποθήκευσης αισθητής θερμότητας, τουλάχιστον όσον αφορά ένα ηλιακό σύστημα ORC.

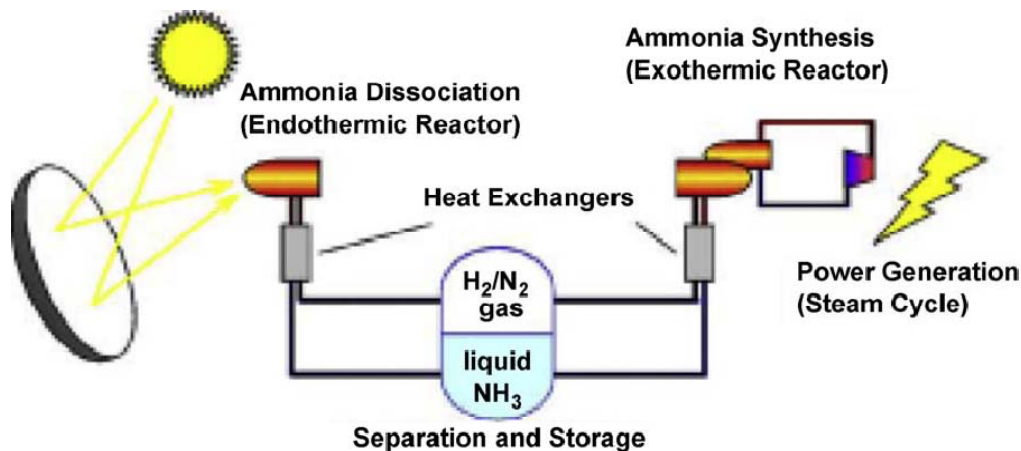
Συστήματα χημικής αποθήκευσης ενέργειας: βασίζονται σε μία ισχυρά ενδόθερμη και πλήρως αντιστρεπτή χημική αντίδραση. Για παράδειγμα η σύνθεση αμμωνίας είναι μια πολλά υποσχόμενη χημική αντίδραση καθώς είναι ισχυρά ενδόθερμη, πλήρως αντιστρεπτή και καθώς η αμμωνία είναι φτηνή και υπάρχει σε αφθονία (βιομηχανία λιπασμάτων κτλ.) . Η χημική αντίδραση είναι:



Στο Σχήμα 6.2 φαίνεται ένα απλοποιημένο σχεδιάγραμμα μια τέτοια εγκατάσταση. Τα συστήματα αυτά έχουν πολλά πλεονεκτήματα, όπως η πολύ υψηλή ενεργειακή πυκνότητα και οι σχεδόν μηδενικές απώλειες ακόμα και σε θερμοκρασία περιβάλλοντος ανεξαρτήτως χρονικής διάρκειας. Αν και η τεχνολογία αυτή είναι πολλά υποσχόμενη, βρίσκεται ακόμα σε καθαρά ερευνητικό επίπεδο και σε καμία περίπτωση δεν είναι αρκετά ώριμη για την πρακτική εφαρμογή της.



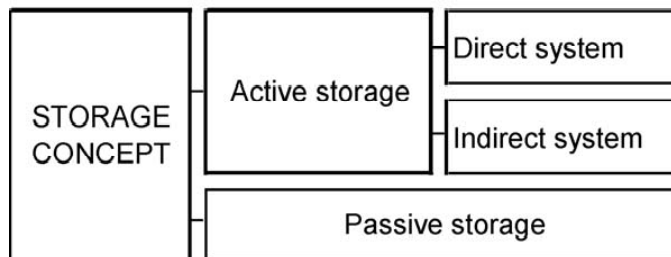
Σχήμα 6.1. Αποθηκευμένη ενέργεια συναρτήσει θερμοκρασίας για διάφορα υλικά [32]



Σχήμα 6.2. Απλοποιημένο σχεδιάγραμμα λειτουργίας ενός συστήματος αποθήκευσης με αμμωνία [36]

Τα ΣΑΘΕ χαρακτηρίζονται ως ενεργητικά ή παθητικά ανάλογα με το αν το μέσο αποθήκευσης κυκλοφορεί ή είναι στατικό [29] (Σχήμα 6.3). Χαρακτηριστικό των ενεργητικών συστημάτων είναι η μεταφορά θερμότητας προς το μέσο αποθήκευσης με εξαναγκασμένη συναγωγή.

Τα ενεργητικά συστήματα χωρίζονται σε άμεσα, όπου το HTF είναι ταυτόχρονα και αποθηκευτικό μέσο, και στα έμμεσα, όπου το HTF είναι διαφορετικό από το μέσο αποθήκευσης.



Στα παθητικά συστήματα το HTF απλά διέρχεται μέσα Σχήμα 6.3.

Κατηγοριοποίηση ΣΑΘΕ

από το σύστημα αποθήκευσης

(στερεό στην περίπτωση αισθητής και PCM στην περίπτωση της λανθάνουσας θερμότητας) και αποδίδει ή απορροφά ενέργεια στη φάση της φόρτισης και της αποφόρτισης αντίστοιχα.

Άμεσα ενεργητικά συστήματα: όπως αναφέρθηκε παραπάνω, στα άμεσα ενεργητικά συστήματα το HTF είναι ταυτόχρονα και αποθηκευτικό μέσο, Τα συστήματα αυτά βασίζονται στην ύπαρξη δύο δεξαμενών αποθήκευσης, μιας θερμής και μια ψυχρής, (

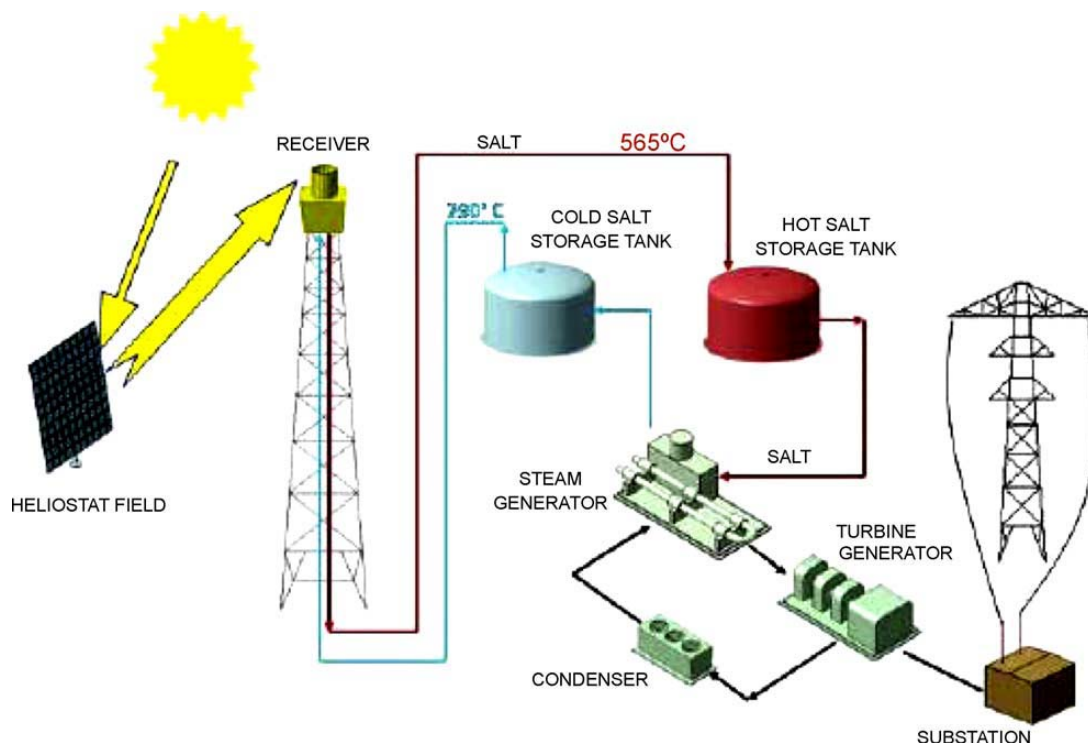
Σχήμα 6.4). Κατά τη διάρκεια της φόρτισης αντλείται ρευστό από την ψυχρή προς την θερμή δεξαμενή και στην αποφόρτιση το αντίστροφο. Ευρέως χρησιμοποιούμενα υλικά σε τέτοιου τύπου συστήματα είναι τα μίγματα λιωμένου άλατος (molten salt) που είναι φτηνά και έχουν καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες. Σε πρακτικές εφαρμογές, έχουν παρουσιαστεί προβλήματα διαβρώσεως των δεξαμενών και άλλα που σχετίζονται με την υψηλή θερμοκρασία στερεοποίησης τους (περίπου 220 °C). Τα συστήματα αυτά έχουν θερμοκρασίες λειτουργίας της τάξεως των 500 °C και επομένως δεν παρουσιάζουν ενδιαφέρον για ένα σύστημα ORC. Στο εργοστάσιο παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με ηλιακούς συλλέκτες SEGS 1 στην Καλιφόρνια δοκιμάστηκε η χρήση συνθετικού λαδιού με κατάλληλες θερμοδυναμικές ιδιότητες

αλλά αποδείχθηκε ότι το κόστος του είναι απαγορευτικό (αποτελούσε το 40% της επένδυσης του αποθηκευτικού συστήματος) για οποιαδήποτε εφαρμογή.

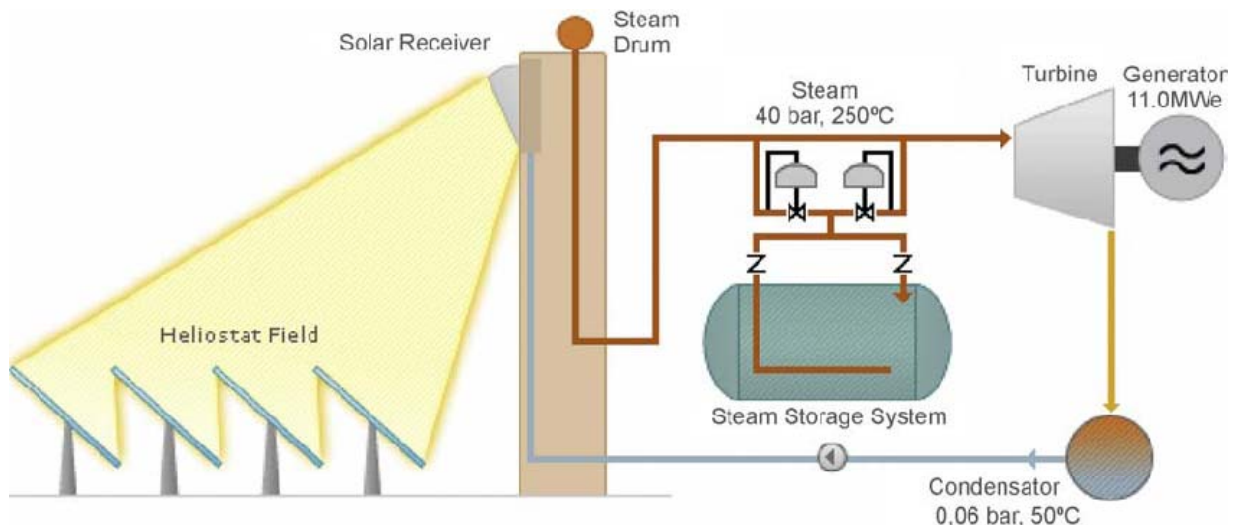
Ένας άλλος τύπος άμεσου ενεργητικού αποθηκευτικού συστήματος βρίσκει εφαρμογή σε συστήματα παραγωγής ενέργειας με άμεση παραγωγή ατμού (DSG – Direct Steam Generation, Σχήμα 6.5). Στην περίπτωση αυτή αποθηκεύεται κορεσμένο νερό σε υψηλή πίεση με τη βοήθεια ενός συσσωρευτή ατμού

Σχήμα 6.6). Η θερμότητα ανακτάται υπό την μορφή υπέρθερμου ατμού και το σύστημα έχει ταχύτατη απόκριση. Σημειώνεται ότι δεν είναι δυνατή η αποθήκευση υπέρθερμου ατμού καθώς έχει χαμηλή ενεργειακή πυκνότητα ανά μονάδα όγκου και θα χρειαζόνταν τεράστιες δεξαμενές υπό πολύ υψηλή πίεση που είναι αδύνατον να κατασκευαστούν.

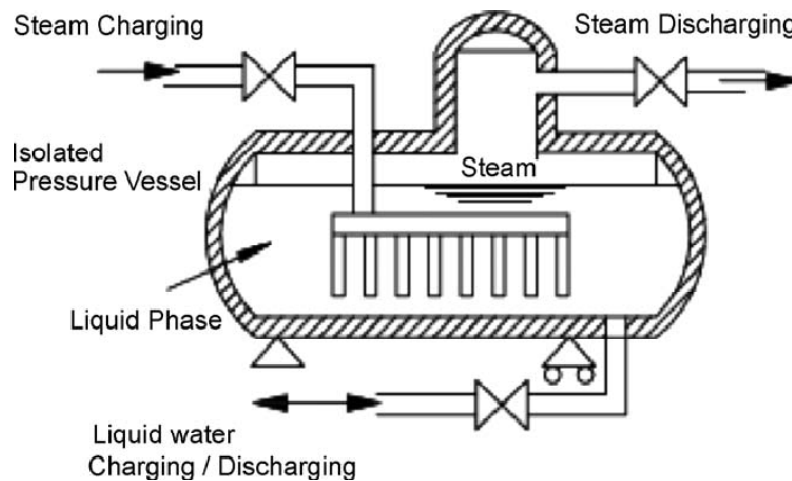
Η περίπτωση αυτή δεν παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον για ένα σύστημα ORC καθώς το κόστος απόκτησης οργανικών εργαζόμενων μέσων είναι πολύ υψηλό και οι θερμοκρασίες-πίεσεις λειτουργίας είναι αρκετά χαμηλές.



Σχήμα 6.4. Σχεδιάγραμμα εγκατάστασης με άμεσο ενεργητικό σύστημα αποθήκευσης [35]

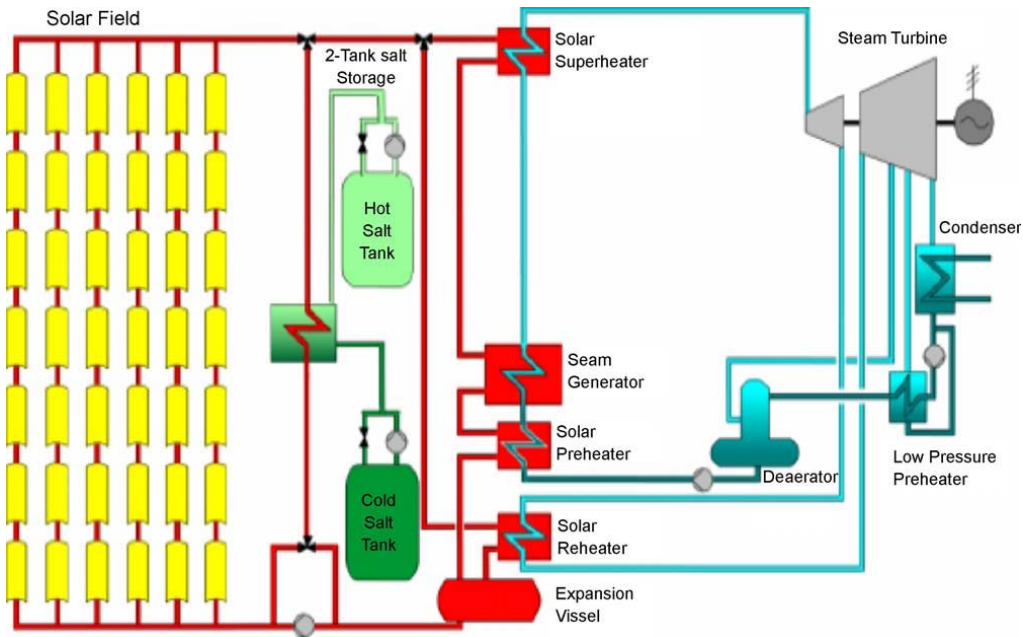


Σχήμα 6.5. Σχεδιάγραμμα εγκατάστασης άμεσης παραγωγής ατμού (DSG)[31]

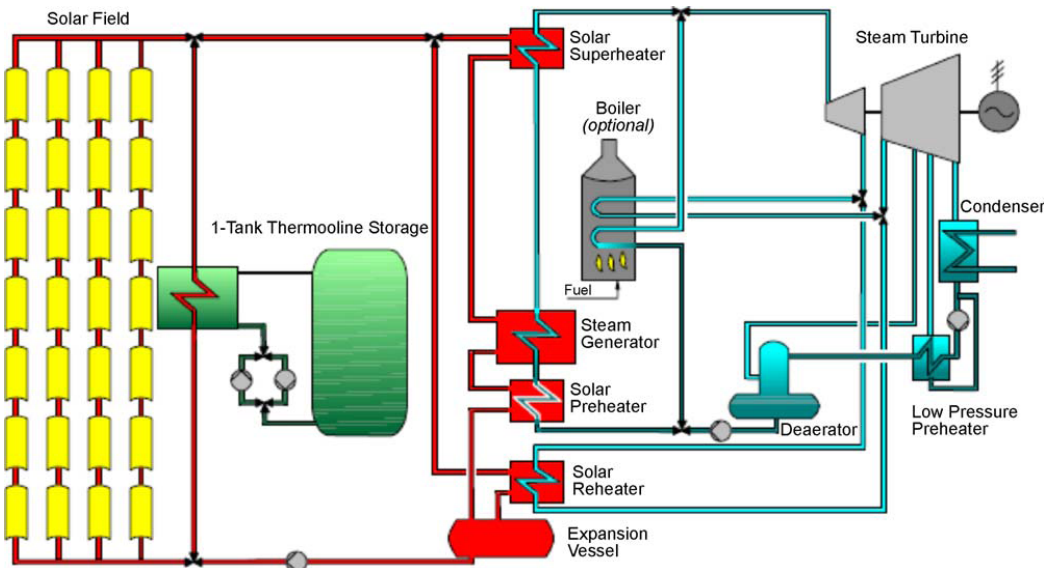


Σχήμα 6.6. Συσσωρευτής ατμού [33]

Έμμεσα ενεργητικά συστήματα: Ισχύει ότι και για τα άμεσα ενεργητικά συστήματα με τη διαφορά ότι το HTF είναι συνήθως λάδι, συνθετικό ή ορυκτό, το οποίο μεταφέρει θερμότητα μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας στο αποθηκευτικό μέσο, που συνήθως είναι μίγμα λιωμένου άλατος. Υπάρχουν δύο βασικές διατάξεις. Δύο δεξαμενών (Σχήμα 6.7) και μίας δεξαμενής, γνωστής και ως θερμοκλινές (Σχήμα 6.8). Η λειτουργία του συστήματος δύο δεξαμενών έχει περιγραφεί παραπάνω. Τέτοια συστήματα έχουν εγκατασταθεί στις περισσότερες ηλιακές ηλεκτροπαραγωγικές μονάδες υψηλής θερμοκρασίας στην Ισπανία και στις Η.Π.Α. Στην περίπτωση της μίας δεξαμενής, ουσιαστικά υλοποιείται η ίδια αρχή λειτουργίας, δηλαδή η αποθήκευση θερμού και ψυχρού μέσου ξεχωριστά. Λόγω διαφοράς πυκνότητας το θερμό μέσο συσσωρεύεται στο πάνω μέρος του δοχείου ενώ το ψυχρό στο κάτω. Το πλεονέκτημα είναι ότι μειώνεται το κόστος αφού χρησιμοποιείται μόνο μία δεξαμενή αλλά χρειάζεται πολύ καλός σχεδιασμός και καλός έλεγχος κατά τη λειτουργία έτσι ώστε να μην δημιουργείται ανάδευση των δύο περιοχών καθώς οι απώλειες θα αυξάνονταν υπέρμετρα.



Σχήμα 6.7. Σχεδιάγραμμα εγκατάστασης με έμμεσο ενεργητικό σύστημα αποθήκευσης δύο δεξαμενών [34]

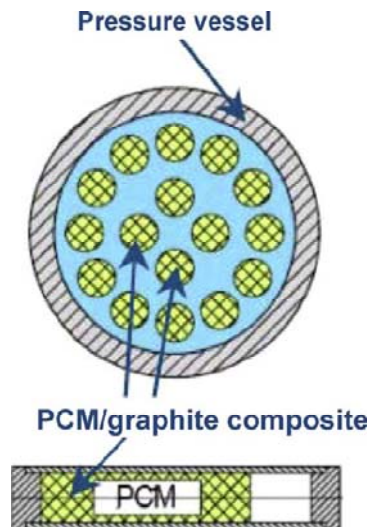


Σχήμα 6.8. Σχεδιάγραμμα εγκατάστασης με έμμεσο ενεργητικό σύστημα αποθήκευσης μόνης δεξαμενής [34]

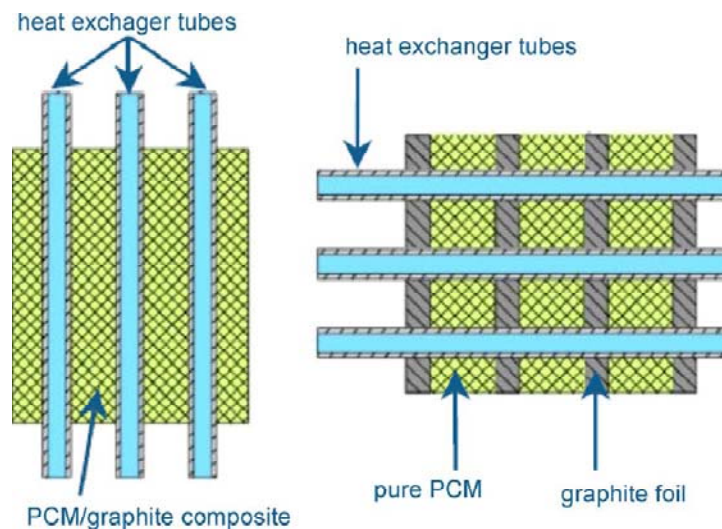
Παθητικά συστήματα: το HTF απλά διέρχεται μέσα από το σύστημα αποθήκευσης μόνο για τη φόρτιση και την αποφόρτιση του. Το αποθηκευτικό μέσο δεν κυκλοφορεί και είναι συνήθως στερεό (PCM , μετόν, κεραμικά υλικά). Ανάλογα με το αν πρόκειται για μετόν ή PCM το σύστημα χαρακτηρίζεται ως αισθητής ή λανθάνουσα θερμότητας αντίστοιχα. Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, τα συστήματα αισθητής θερμότητας είναι ακατάλληλα για την υπό μελέτη εγκατάσταση ORC λόγω της μεταβαλλόμενης θερμοκρασίας λειτουργίας. Όμως, ένα παθητικό σύστημα με PCM, φαίνεται να είναι ιδανική επιλογή. Το εγγενές πρόβλημα των PCM είναι η πολύ

χαμηλή θερμική αγωγιμότητα. Η γερμανική DLR υπέδειξε με το πρόγραμμα DISTOR, πως το πρόβλημα αυτό μπορεί να λυθεί με την προσθήκη γραφίτη ή χαλύβδινων ελασμάτων στο σύστημα αποθήκευσης. Ο γραφίτης και το PCM μπορούν να συνδυαστούν και να τοποθετηθούν στον εναλλάκτη θερμότητας με διάφορους τρόπους όπως φαίνεται και στα σχήματα 6.9 και 6.10.

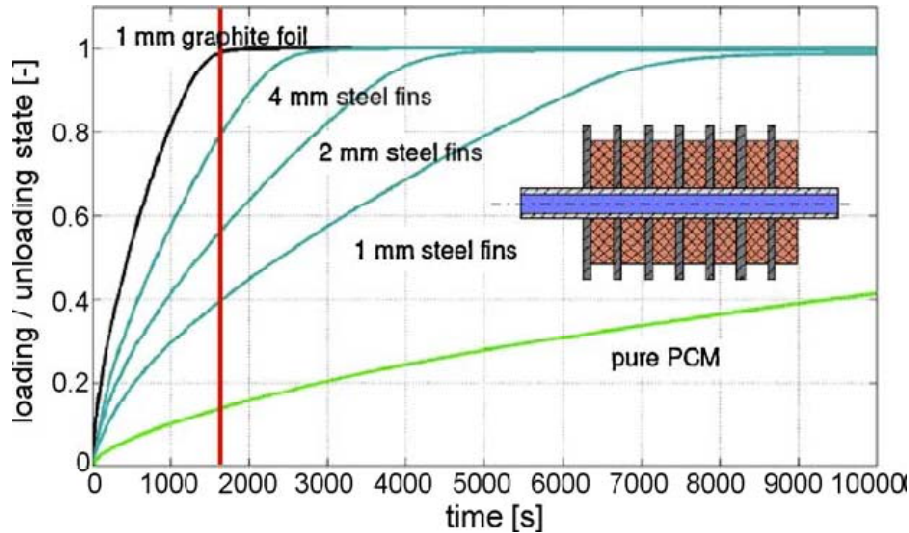
Στο Σχήμα 6.11 φαίνεται η επίδραση της προσθήκης ελασμάτων και γραφίτη στην ταχύτητα φόρτισης του συστήματος. Είναι σαφής η βελτίωση της συμπεριφοράς της αποθηκευτικής διάταξης και το πόσο θετική επίδραση έχει η εισαγωγή γραφίτη στο PCM, καθώς η φόρτιση γίνεται με πολύ γρήγορους ρυθμούς εξ αιτίας της υψηλής αγωγιμότητας του γραφίτη χωρίς να επηρεάζονται ουσιαστικά τα πολύ καλά αποθηκευτικά χαρακτηριστικά του PCM.



Σχήμα 6.9. Εσωτερική διαμόρφωση εναλλάκτη και PCM/Γραφίτη (πηγή: DLR, Stuttgart)

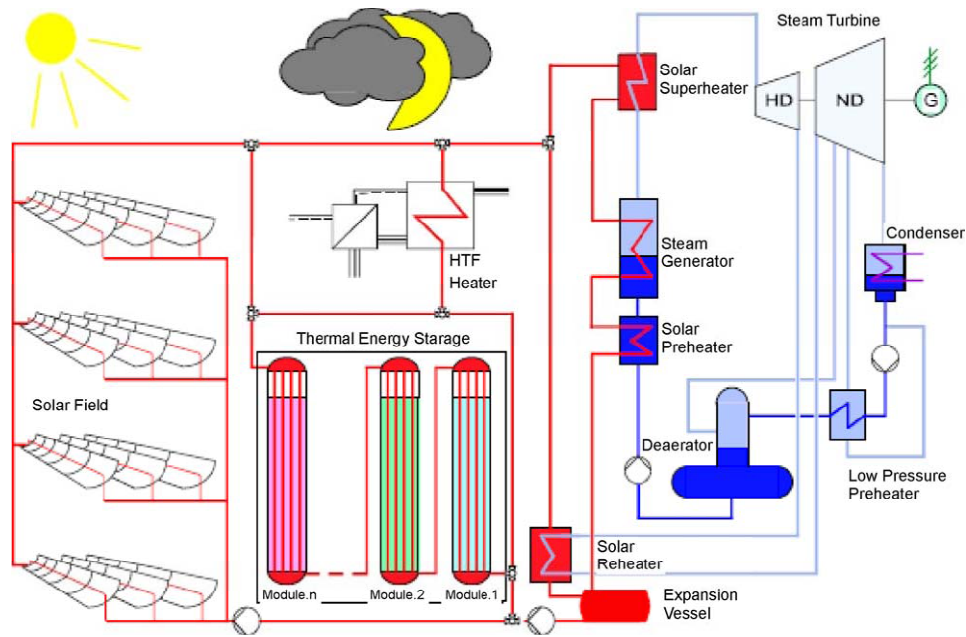


Σχήμα 6.10. Εσωτερική διαμόρφωση εναλλάκτη και PCM/Γραφίτη (πηγή: DLR, Stuttgart)

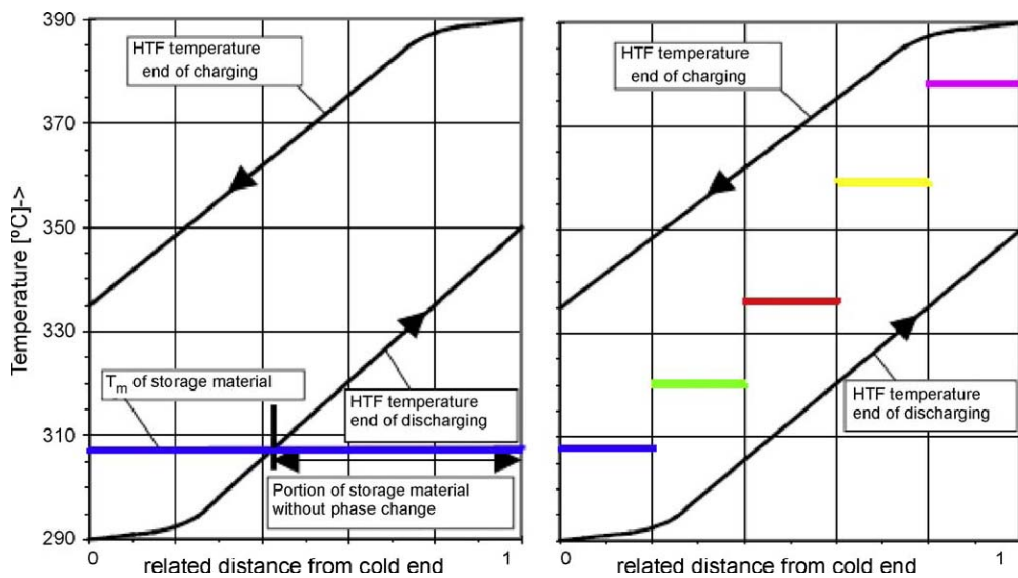


Σχήμα 6.11. Πειραματικά αποτελέσματα φόρτισης και αποφόρτισης διαφόρων διατάξεων με διάφορα πάχη χαλύβδινων ελασμάτων, και με φύλλα γραφίτη. (πηγή: DLR, Stuttgart)

Μία άλλη πρόταση για την περαιτέρω βελτίωση της απόδοσης και των χαρακτηριστικών λειτουργίας των συστημάτων με υλικά PCM, είναι η **κλιμακωτή (cascade) φόρτιση** και αποφόρτιση του συστήματος. Αυτό γίνεται με τη χρήση περισσότερων δεξαμενών, οι οποίες περιέχουν διαφορετικά PCM με διαφορετικό σημείο τήξης το καθένα. Έτσι η αποθήκευση και η ανάκτηση της θερμότητας γίνεται σε περισσότερα στάδια και σε διαφορετικές θερμοκρασίες (σχήματα 6.12 και 6.13). Τα οφέλη, σε σχέση με μια απλή διάταξη, είναι η αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και η μεγαλύτερη ομοιομορφία στη θερμοκρασία εξόδου του HTF κατά τη διάρκεια της αποφόρτισης. Επίσης, πειραματικές μετρήσεις έδειξαν ότι αυξάνεται το ποσοστό του PCM που λιώνει ή στερεοποιείται εντελώς μετά το τέλος της φόρτισης ή της αποφόρτισης του συστήματος αντίστοιχα, κάτι που υποδεικνύει την αύξηση του κυκλικού βαθμού απόδοσης εφόσον γίνεται καλύτερη εκμετάλλευση των αποθηκευτικών ιδιοτήτων του PCM. Ωστόσο ένα τέτοιο σύστημα είναι αρκετά πιο πολύπλοκο, και έχει αυξημένο κόστος. Η τεχνολογία αυτή βρίσκεται ακόμα σε ερευνητικό επίπεδο και ενδεχομένως μέσα στα επόμενα χρόνια να είναι ιδιαίτερα δημοφιλής για τέτοιου τύπου εφαρμογές.



Σχήμα 6.12. Σχεδιάγραμμα εγκατάστασης με παθητικό σύστημα κλιμακωτής αποθήκευσης με PCM [36]



Σχήμα 6.13. Διαφορές συμπεριφοράς μεταξύ ενός συστήματος με ένα PCM και με 5 PCM με βαθμωτή θερμοκρασία τήξης [37]

Εφόσον ένα σύστημα αποθήκευσης με PCM είναι η καταλληλότερη επιλογή για ηλιακές εφαρμογές ORC, παρατίθενται οι ιδιότητες και τα χαρακτηριστικά που πρέπει να έχει ένα PCM [30] :

α) Θερμοδυναμικές ιδιότητες

- Θερμοκρασία τήξης κατάλληλη για την εφαρμογή που μελετάται
- Υψηλή λανθάνουσα θερμότητα αλλαγής φάσης ανά όγκο
- Υψηλός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας

β) Φυσικές ιδιότητες

- Υψηλή πυκνότητα, η οποία εξασφαλίζει μικρότερο και οικονομικότερο σύστημα
- Μικρές διαφορές όγκου κατά την αλλαγή φάσης
- Χαμηλή πίεση (τάση) ατμών

Οι δύο τελευταίοι παράγοντες διευκολύνουν την κατασκευή των δοχείων που ενσωματώνεται το PCM καθώς μειώνονται οι φορτίσεις που δέχονται.

γ) Κινητικές ιδιότητες

- Να εμφανίζει σε μηδενικό ή σε πολύ χαμηλό βαθμό το φαινόμενο supercooling.
Το φαινόμενο αυτό παρατηρείται κατά τη στερεοποίηση του PCM, και ουσιαστικά είναι η πτώση της θερμοκρασίας του υγρού PCM χαμηλότερα από το σημείο πήξης χωρίς αλλαγή φάσης. Το φαινόμενο αυτό μειώνει τον κυκλικό βαθμό απόδοσης, καθώς μειώνεται το ποσό της ανακτόμενης θερμότητας και η θερμοκρασία εξόδου του HTF.

δ) Χημικές ιδιότητες

- Να είναι χημικά ευσταθές σε μεγάλο βάθος χρόνου και να μην αλλοιώνονται οι ιδιότητες και η σύσταση του ακόμα και μετά από μεγάλο αριθμό κύκλων φόρτισης-αποφόρτισης
- Να είναι χημικά συμβατό με το υλικό των αποθηκευτικών δοχείων, έτσι ώστε να μην προκαλείται διάβρωση.
- Να μην είναι τοξικό
- Να μην είναι εύφλεκτο

6.2. Μοντελοποίηση αποθηκευτικού συστήματος και αποτελέσματα

Σύμφωνα με τη θεωρητική ανάλυση που έγινε παραπάνω, η προσθήκη ενός συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας στο ηλιακό σύστημα ORC βελτιώνει πολύ την απόδοση και θεωρείται επιβεβλημένη για την οικονομική βιωσιμότητα της επένδυσης.

Έγινε λοιπόν μια θεωρητική μοντελοποίηση για να δούμε πως επηρεάζεται η συμπεριφορά και η απόδοση ολόκληρου του συστήματος.

Αρχικά θεωρήθηκε επιφάνεια συλλέκτη 150 m^2 και βαθμός απόδοσης 0.8. Τα μετεωρολογικά στοιχεία που χρησιμοποιήθηκαν προέρχονται από το Εθνικό Αστεροσκοπείο Αθηνών. Με βάση μετρήσεις που έγιναν στην Αττική, σε μια περίοδο 20 ετών (1986 -2006), έχει υπολογιστεί η χρονοσειρά (ανά ώρα) της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας για ένα κανονικό έτος. Με δεδομένη λοιπόν την επιφάνεια και το βαθμό απόδοσης του συλλέκτη υπολογίζεται η χρονοσειρά της διαθέσιμης στο σύστημα θερμικής ισχύος ανά ώρα για τις 8760 ώρες του κανονικού έτους. Ως παράμετροι που καθορίζονται από το χρήστη έχουν τεθεί ο θερμικός βαθμός απόδοσης της διάταξης ORC, ο κυκλικός βαθμός απόδοσης του αποθηκευτικού συστήματος, η ονομαστική ισχύς του στρόβιλου, και το ονομαστικό θερμικό φορτίο που μπορεί να αποθηκευθεί. Το τελευταίο καθορίζεται από το πόσες ώρες μπορεί να αποδίδει το αποθηκευτικό σύστημα ενέργεια, έτσι ώστε ο στρόβιλος να λειτουργεί στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.

Θεωρείται ότι τα όρια λειτουργίας του στρόβιλου είναι $0.7 \cdot P_{nom} < P_{turb} < P_{nom}$.

Επίσης έχουν θεωρηθεί διάφορα λειτουργικά χαρακτηριστικά τα οποία επιγραμματικά είναι:

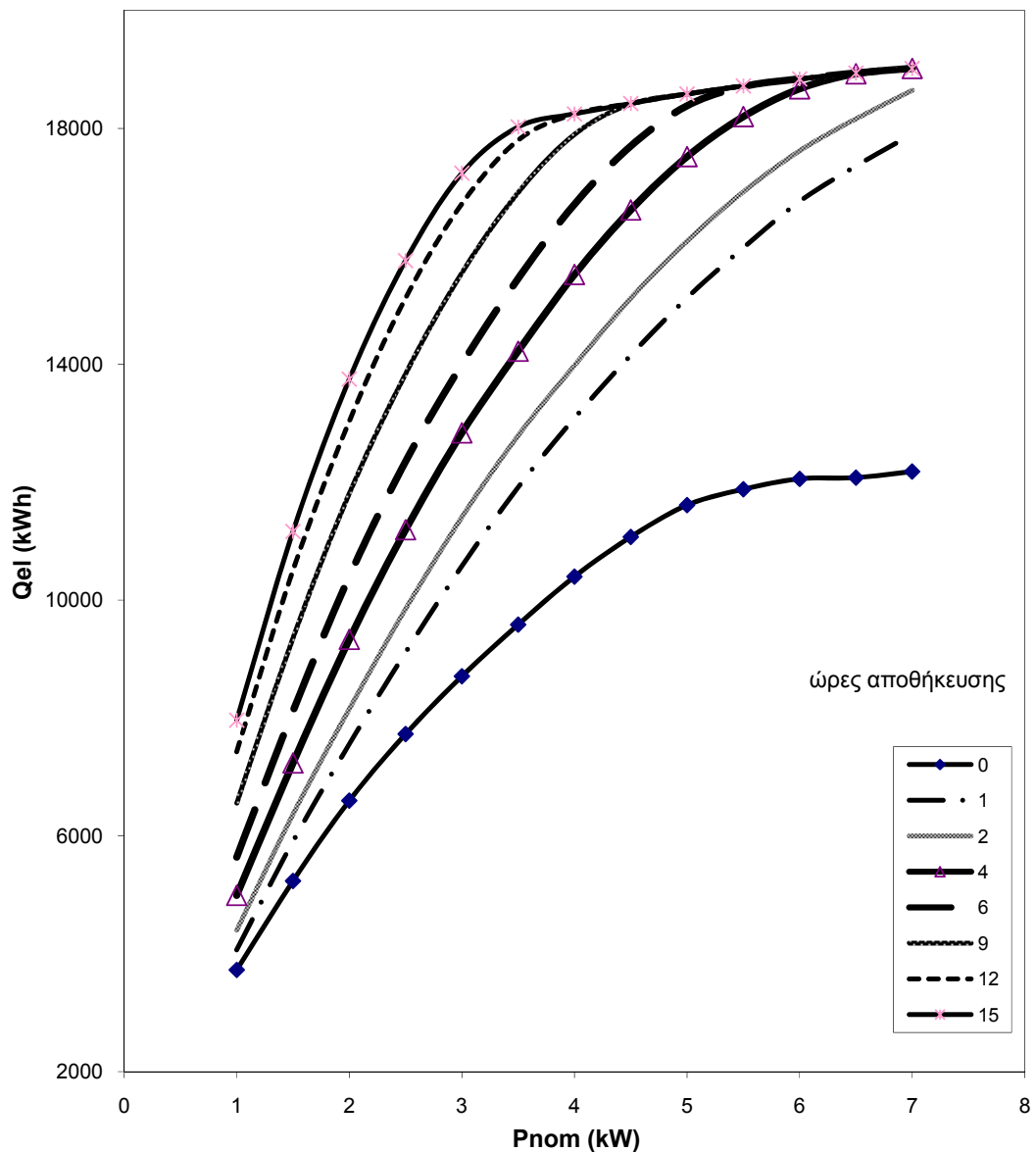
- Όταν υπάρχει υψηλή ακτινοβολία, ένα μέρος του HTF αποδίδει στο ORC την απαιτούμενη θερμότητα για λειτουργία στο ονομαστικό σημείο. Η υπόλοιπη παροχή του HTF περνά μέσα από το αποθηκευτικό σύστημα, το οποίο φορτίζεται. Στην περίπτωση που βρίσκεται σε κατάσταση πλήρους φόρτισης η θερμότητα απορρίπτεται στο περιβάλλον.
- Όταν υπάρχει χαμηλή ακτινοβολία και η θερμική ισχύς από τον συλλέκτη με τη συνδρομή της διαθέσιμης αποθηκευμένης ενέργειας επαρκούν για τη λειτουργία του στρόβιλου, τότε το αποθηκευτικό σύστημα αποφορτίζεται. Το HTF περνά μέσα από την αποθηκευτική διάταξη και ανακτά (με κατάλληλη ρύθμιση της παροχής) όση θερμότητα χρειάζεται για την ασφαλή λειτουργία του στρόβιλου.
- Όταν υπάρχει χαμηλή ακτινοβολία και η θερμική ισχύς από τον συλλέκτη με τη συνδρομή της διαθέσιμης αποθηκευμένης ενέργειας δεν επαρκούν για τη λειτουργία του στρόβιλου, τότε διακόπτεται η παροχή προς το ORC και η διαθέσιμη θερμότητα αποθηκεύεται εξ ολοκλήρου.

Με βάση τα παραπάνω αναπτύχθηκε ένα πρόγραμμα στο προγραμματιστικό περιβάλλον Visual Basic του Microsoft Excel με την μορφή μακροεντολής (βλέπε ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ).

Λαμβάνοντας το θερμικό βαθμό απόδοσης του ORC ίσο με 0.1 και τον κυκλικό βαθμό απόδοσης του αποθηκευτικού συστήματος ίσο με 0.9, υπολογίστηκαν, για διάφορες τιμές της ονομαστικής ισχύος του στροβίλου και των ωρών αποθήκευσης (όπως αυτό ορίστηκε προηγουμένως), η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια και η απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμότητα για το κανονικό έτος, καθώς επίσης και οι καμπύλες διάρκειας παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος.

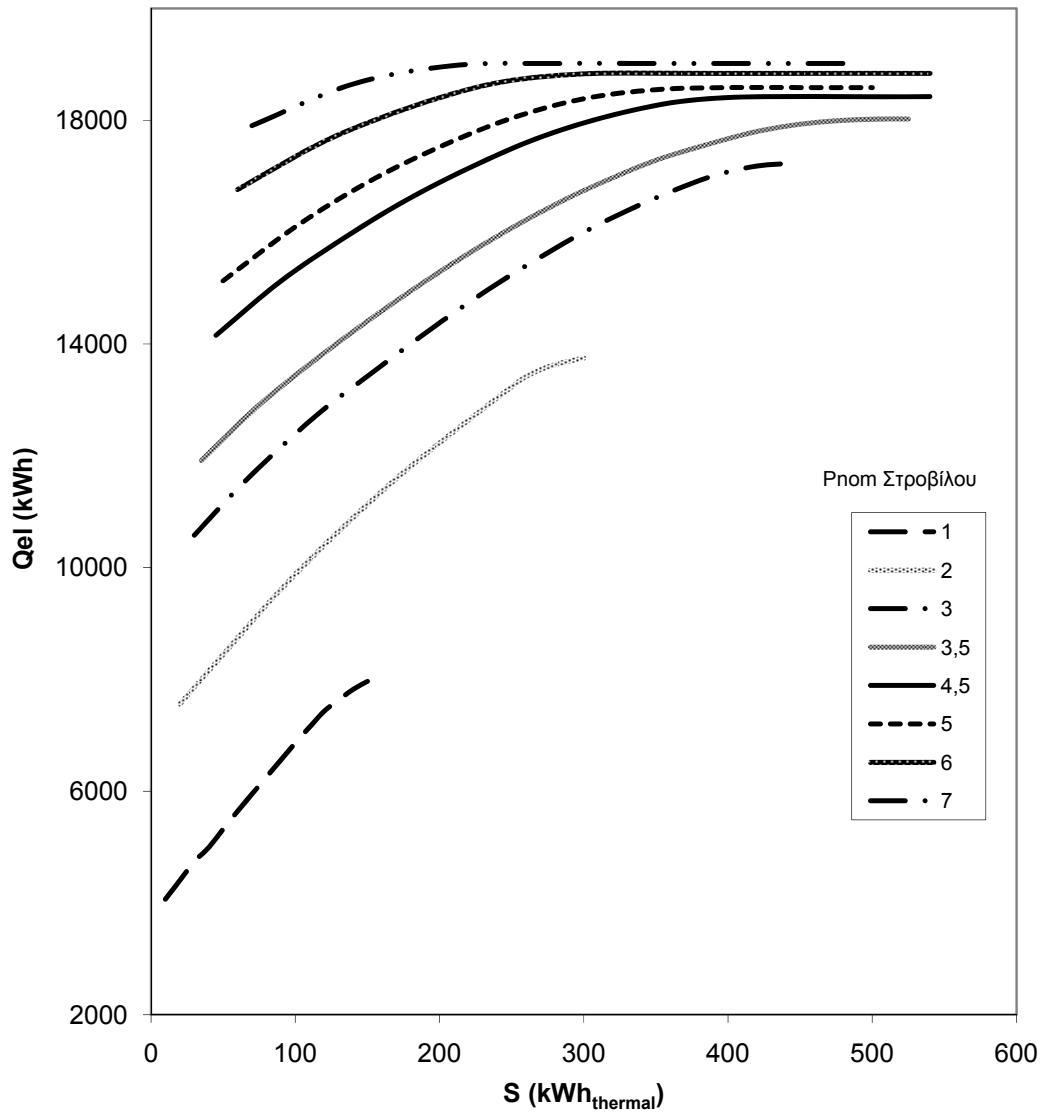
Τα αποτελέσματα που προέκυψαν παρουσιάζονται στα σχήματα 6.14 - 6.19.

Παραγόμενη Ηλεκτρική Ενέργεια



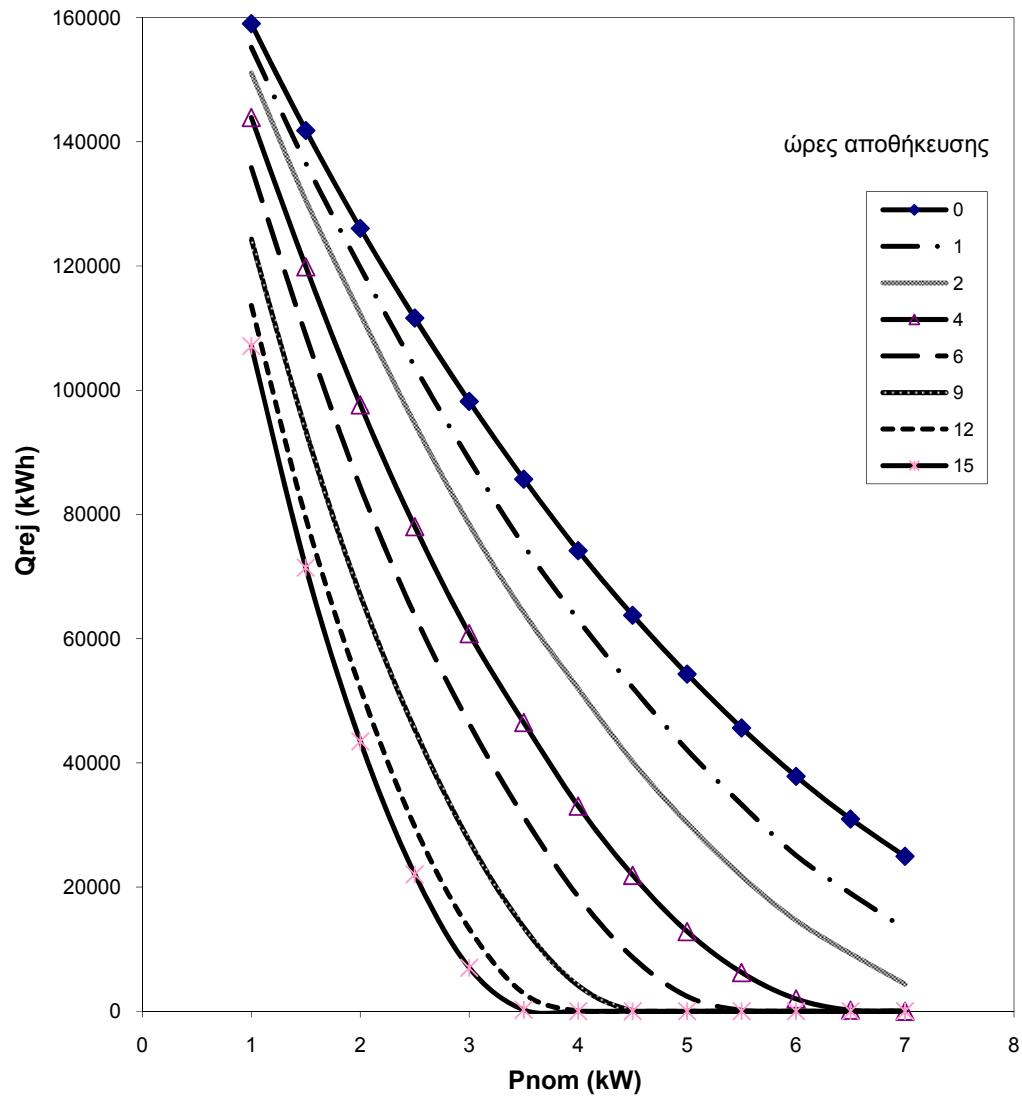
Σχήμα 6.14. Παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια συναρτήσει της ονομαστικής ισχύος του στροβίλου για διάφορες τιμές ωρών αποθήκευσης.

Παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια



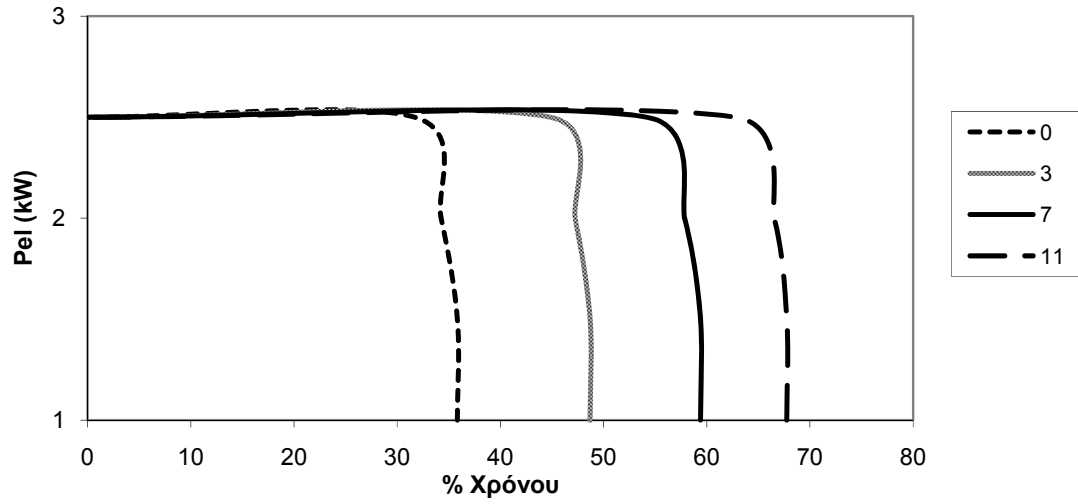
Σχήμα 6.15. Παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια συναρτήσει της ονομαστικής τιμής της χωρητικότητας του αποθηκευτικού συστήματος, για διάφορες τιμές ονομαστικής ισχύος στροβίλου .

Απορριπτόμενη Θερμότητα



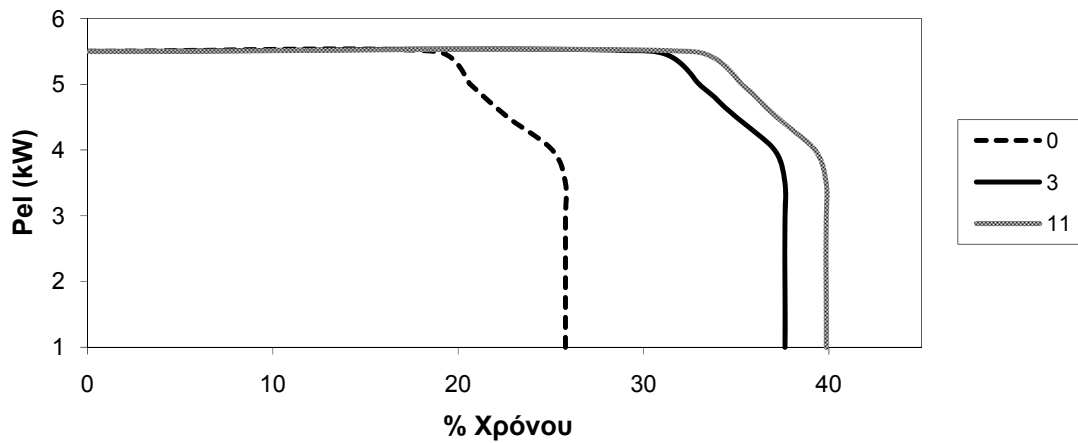
Σχήμα 6.16. Απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμότητα συναρτήσει της ονομαστικής ισχύος του στροβίλου για διάφορες τιμές ωρών αποθήκευσης.

Καμπύλη διάρκειας ηλεκτρικής ισχύος για $P_{nom}=2.5kW$



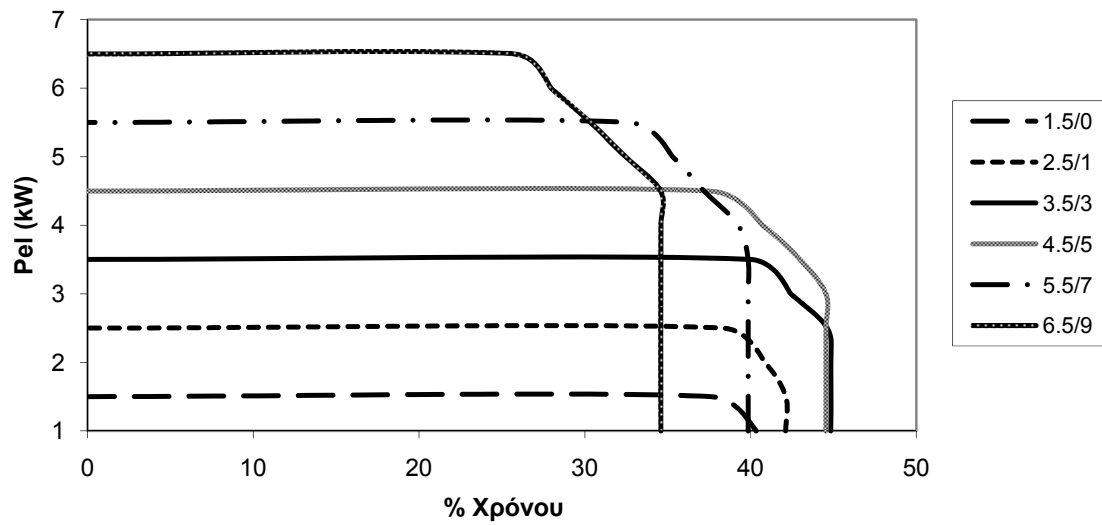
Σχήμα 6.17. Καμπύλες διάρκειας ηλεκτρικής ισχύος για ονομαστική ισχύ στροβίλου 2.5 kW, για διάφορες τιμές ωρών αποθήκευσης

Καμπύλη διάρκειας ηλεκτρικής ισχύος για $P_{nom}=5.5kW$



Σχήμα 6.18. Καμπύλες διάρκειας ηλεκτρικής ισχύος για ονομαστική ισχύ στροβίλου 5.5 kW, για διάφορες τιμές ωρών αποθήκευσης

Καμπύλες διάρκειας ηλεκτρικής ισχύος για διάφορους συνδυασμούς (P_{nom}/Ω ρες)



Σχήμα 6.19. Καμπύλες διάρκειας ηλεκτρικής ισχύος για διάφορα ζεύγη τιμών ονομαστικής ισχύος στροβίλου - ωρών αποθήκευσης

6.3. Ανάλυση αποτελεσμάτων και συμπεράσματα

Στα σχήματα 6.14 και 6.15 βλέπουμε την εξάρτηση του σημαντικότερου παράγοντα για την εγκατάσταση ORC, της συνολικά παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας για ένα κανονικό μετεωρολογικό έτος, τόσο από την χωρητικότητα του αποθηκευτικού συστήματος όσο και από την ονομαστική ισχύ του στρόβιλου. Το Σχήμα 6.16 είναι ουσιαστικά συμπληρωματικό του πρώτου αφού οι διαφορές της παραγόμενης ενέργειας οφείλονται στη θερμότητα που απορρίπτεται από το κάθε σύστημα. Τα οφέλη ενός συστήματος με αποθηκευτικό σύστημα σε σχέση με ένα απλό σύστημα είναι περισσότερο εμφανή στις περιπτώσεις με στρόβιλο σχετικά μεγάλης ονομαστικής ισχύος.

Στο Σχήμα 6.14, οι καμπύλες παραγόμενης ισχύος για τις διάφορες τιμές της χωρητικότητας (ώρες) είναι αποκλίνουσες μεταξύ τους, κάτι που υποδεικνύει ότι η αύξηση της παραγόμενης ενέργειας είναι σχετικά μεγαλύτερη για συστήματα με μεγαλύτερη ονομαστική ισχύ στρόβιλου. Αυτό επιβεβαιώνεται και από το Σχήμα 6.15. Για μια εγκατάσταση με το ίδιο αποθηκευτικό σύστημα, η παραγόμενη ενέργεια είναι σαφώς αυξημένη για μεγαλύτερους στρόβιλους. Υπάρχει όμως ένα άνω όριο, στο οποίο αύξηση της χωρητικότητας δεν επιφέρει ουσιαστική αύξηση (ή και καμία) στην παραγόμενη ενέργεια. Για παράδειγμα σε ένα σύστημα με στρόβιλο των 7 kW, η παραγόμενη ενέργεια μεγιστοποιείται για χωρητικότητα 3 ωρών (ή 210 kWh thermal). Σημειώνεται ότι για ίδια τιμή της χωρητικότητας, συστήματα με στρόβιλο μικρότερο των 5 kW παράγουν σημαντικά λιγότερη ενέργεια. Στα επόμενα διαγράμματα φαίνεται η αύξηση του συντελεστή εκμεταλλευσιμότητας, άρα και της παραγόμενης ενέργειας, αφού οι καμπύλες διάρκειας ηλεκτρικής ισχύος μετατοπίζονται προς τα δεξιά για κάθε αύξηση της χωρητικότητας.

Για την επιλογή του βέλτιστου συνδυασμού δεν επαρκεί μια καθαρά ποιοτική ανάλυση, καθώς σε μια διαδικασία βελτιστοποίησης υπεισέρχονται και τεχνοοικονομικοί παράγοντες, όπως το κόστος του στρόβιλου, το κόστος του αποθηκευτικού συστήματος και των απαραίτητων εναλλακτών θερμότητας, η τιμή πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας κ.α. Σε γενικές γραμμές, όσο μικρότερο είναι ένα σύστημα, τόσο πιο οικονομικό είναι.

Ένα μεγάλο ποσοστό του κόστους, είναι οι εναλλάκτες θερμότητας. Έτσι ένας εναλλάκτης θερμότητας (εξατμιστήρας και υπερθερμαντήρας) για ένα σύστημα ORC με στρόβιλο 5 kW είναι αρκετά πιο μεγάλος και πιο ακριβός από έναν αντίστοιχο για στρόβιλο 2 kw. Έτσι, πιθανόν να συμφέρει ένα σύστημα με στρόβιλο μέτριας ισχύος και μεγαλύτερη χωρητικότητα σε σχέση με ένα άλλο με στρόβιλο μεγάλης ισχύος και μικρότερη χωρητικότητα. (π.χ. $P_{nom}=5kw$, $S=250$ kWh thermal, $Q_{el}=18.037kwh$ και $P_{nom}=7kw$, $S=210$ kWh thermal, $Q_{el}=18.980$ kwh).

Ένας άλλος σημαντικός περιοριστικός παράγοντας είναι η μικρή αγωγιμότητα των PCM. Ανεξαρτήτως χωρητικότητας, μεγαλύτερος στρόβιλος σημαίνει αναγκαστικά και ταχύτερη αποφόρτιση (πρέπει να αποδώσει μεγαλύτερη ισχύ) του αποθηκευτικού συστήματος, η οποία όπως έχει αναλυθεί είναι προβληματική. Ως εκ τούτου η αυξημένη ηλεκτρική ενέργεια κατά σχεδόν 1000 kWh (+ 5.5 %) δεν αρκεί για να καλύψει το κόστος των μεγαλύτερων εναλλακτών θερμότητας και του πιο εξειδικευμένου και ανεπτυγμένου αποθηκευτικού συστήματος.

Μια τεχνοοικονομική μελέτη, με ανάλυση ευαισθησίας του επενδυτικού σχεδίου για τις διάφορες παραμέτρους, μπορεί να υποδείξει τον βέλτιστο συνδυασμό. Ωστόσο, η παραπάνω ποιοτική ανάλυση αποδεικνύει πόσο απαραίτητη είναι για ένα ηλιακό σύστημα ORC, η προσθήκη μιας αποθηκευτικής διάταξης. Τέλος, είναι σημαντικό, να γίνει μια τεχνοοικονομική σύγκριση μεταξύ ενός συστήματος με φωτοβολταϊκά στοιχεία και συστοιχίες μπαταριών και ενός ηλιακού συστήματος ORC με ενσωματωμένο ΣΑΘΕ, έτσι ώστε να μπορούν να εξαχθούν ασφαλή συμπεράσματα.

7. Αναφορές

- [1] A.Schuster, S.Karellas, E.Kakaras, H.Splithoff. Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering, 29, pp. 1809-1817, June 2009
- [2] Drescher U, Brüggemann D., Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, Applied Thermal Engineering (2007), doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.04.024
- [3] D. Wei, X. Lu, Z. Lu, J. Gu, Performance analysis and optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery, Energy Conversion and Management 48 (2007) 1113–1119.
- [4] Schuster A., Karellas S., Aumann R. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles, Energy The international Journal, doi: 10.1016/j.energy.2009.06.019.
- [5] Αναστασάκος Κωνσταντίνος, Εξεργοοικονομική Ανάλυση οργανικών κύκλων Rankine (ORC) για διάφορες εφαρμογές, Διπλωματική εργασία, Οκτώβριος 2008
- [6] Schuster, A., Karellas, S., Karl, J.: Simulation of an innovative stand-alone solar desalination system with an Organic Rankine Cycle, International Journal of Thermodynamic, Vol. 10 (No. 4) pp. 155 – 163, December 2007
- [7] S. Quoilin, Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration, Thesis, University of Liege, May 2007, p.13-17
- [8] Hettiarachchi Madhawa H. D., et al., Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low – temperature geothermal heat sources, Energy (2007), doi: 10.1016/j.energy.2007.01.005
- [9] Sharabi M., Ambrosini W., He S., Jackson J.D., Prediction of turbulent convective heat transfer to a fluid at supercritical pressure in square and triangular channels. Annals of Nuclear Energy 35 (2008) 993–1005
- [10] Ζαμπούτης Δημήτρης, Θερμοδυναμική ανάλυση οργανικού κύκλου Rankine και υπολογισμός συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εναλλάκτη υπερκρίσιμου κύκλου, Αθήνα, Οκτώβριος 2009
- [11] Jackson J.D., Hall W.B., Forced convection heat transfer, in: S. Kakac., D.B. Spalding (Eds.), Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles, vol. 2, 1979, p. 563
- [12] Jackson J.D., Hall W.B., Influences of buoyancy on heat transfer to fluids flowing in vertical tubes under turbulent conditions, in: S. Kakac., D.B. Spalding (Eds.), Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles, vol. 2, 1979, p. 640.
- [13] Kang K-H, Chang S-H, Experimental study on the heat transfer characteristics during the pressure transients under supercritical pressures. International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 52, Issues 21-22, 2009, pp. 4946 - 4955.
- [14] Bahaa Saleh et al., Working fluids for low – temperature organic Rankine cycles, Energy (2006), doi: 10.1016/j.energy.2006.07.001

- [15] Aulich P., Simulation eines ORC zur Abwaermenutzung von Biogasanlagen, Semesterarbeit, TUM, 2007
- [16] Alfa Laval Handbook for plate heat exchangers, The theory behind heat transfer.
- [17] M. Gaderer, Combined Heat and Power Production with the use of an organic working fluid in combination with biomass combustion, (Kraft-Wärme-Kopplung bei Verwendung eines organischen Arbeitsmediums in Kombination mit einer Biomassefeuerung), Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung e.V., Garching, Germany (in German), Carmen Internationale Tagung für Betreiber von Biomasse-Heizwerken, Hersching 2007.
- [18] I. Obernberger, Decentralized biomass combustion: state of the art and future development, *Biomass and Bioenergy* 14 (1) (1998) 33–56.
- [19] A. Duvia, M. Gaia, ORC plants for power production from 0.4 MWe to 1.5 MWe: technology, efficiency, practical experiences and economy, in: Seventh Holzenergie Symposium, Zürich, Switzerland, 18 October 2002
- [20] I. Obernberger, P. Thonhofer, E. Reisenhofer, Description and evaluation of the new 1000 kWel Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria, *Euroheat & Power* 10 (2002).
- [21] Schuster A., Karellas S., Karl J., Innovative Applications of Organic Rankine Cycle, ECOS 2006, 19th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Agia Pelagia, Crete, Greece, 12 July 2006
- [22] Turboden High Efficiency Rankine for Renewable Energy and Heat Recovery available at: <http://www.turboden.it/orc.asp> (26.08.2008)
- [23] Karellas S., Schuster A., Supercritical steam parameters in organic Rankine cycle applications, *International Journal of Thermodynamics*, Vol. 12 (No.3), September 2008
- [24] P.K. Nag, A.V.S.S.K.S. Gupta, Exergy analysis of the Kalina cycle, *Applied Thermal Engineering* 18 (6) (1998) 427–439.
- [25] E. Broßmann, F. Eckert, G. Möllmann, Technical concept of the geothermal plant Neustadt-Glewe (Technisches Konzept des geothermischen Kraftwerks Neustadt-Glewe) Berlin, Germany (in German). Available from: http://www.geothermie.de/gte/gte43/technisches_konzept_des_geotherm.htm, *Geothermische Energie* 43, 12 Jahrgang/Heft 4, October/December 2003.
- [26] J.W. Lund, Combined Heat and Power plant Neustadt-Glewe, Germany, *GHC, Bulletin* June 2005.
- [27] Robert Palgrave, Innovation in concentrating solar power_CSP, *Renewable Energy Focus*, 01 Dec. 2008.
- [28] Atul Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, Review on thermal energy storage with phase changematerials and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 318–345

- [29] Marc Medrano, Antoni Gil, Ingrid Martorell, Xavi Potau, Luisa F. Cabeza, State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2–Case studies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 56–72
- [30] Antoni Gil, Marc Medrano, Ingrid Martorell, Ana Lazaro, Pablo Dolado, Belen Zelba, Luisa F. Cabeza, State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 1–Concepts, materials and modellization, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 31-55
- [31] Steinmann W, Eck M. Buffer storage for direct steam generation. *Solar Energy* 2006;80:1277–82.
- [32] Mehling H, Cabeza LF. Heat and cold storage with PCM. Springer; 2008
- [33] Sandnes B, Rekestad J. Supercooling salt hydrates: stored enthalpy as a function of temperature. *Solar Energy* 2006;80:616–25.
- [34] Herrmann U, Geyer M, Kearney D. Overview on thermal storage systems. Workshop on Thermal Storage for Trough Power Plants. FLABEG Solar International GmbH; 2006
- [35] Planta Solar de Almería. Informe técnico annual; 2006
- [36] Lovegrove K, Luzzi A, Soldiani I, Kreetz H. Developing ammonia based thermochemical energy storage for dish power plants. *Solar Energy* 2004;76:331–7
- [37] Pilkington Solar International, GmbH. Survey of thermal storage for parabolic trough power plants. NREL Report; 2000. NREL/SR-550-27925

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

A. Κύκλος ORC και εναλλάκτες θερμότητας

Για τους υπολογισμούς που απαιτούνταν για την παρούσα εργασία, αναπτύχθηκε ένα υπολογιστικό πρόγραμμα σε περιβάλλον Microsoft Excel. Ακολουθεί αναλυτική επεξήγηση της κατασκευής, της ανάπτυξης, της λειτουργίας και των δυνατοτήτων του. Σκοπός του προγράμματος αυτού, είναι η διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας για διάφορες θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και πιέσεις ατμού, δηλαδή υποκρίσιμους και υπερκρίσιμους κύκλους ORC με μεταβαλλόμενες παραμέτρους λειτουργίας. Σημειώνεται ότι όλοι οι αριθμητικοί υπολογισμοί που παρουσιάζονται στην εργασία αυτή, έχουν γίνει με τη χρήση πραγματικών ιδιοτήτων ρευστού, σύμφωνα με το Refprop Database της NIST.

Το λογισμικό αυτό μπορεί να υπολογίσει τις φυσικές και θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστού καθώς και καταστατικά μεγέθη όπως η πίεση (P), η θερμοκρασία (T), η πυκνότητα (ρ), ο ειδικός όγκος (u), η εσωτερική ενέργεια (U), η ενθαλπία (h), η εντροπία (s), η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο (Cv), η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση (Cp), ο αριθμός Prandtl (Pr), η θερμική αγωγιμότητα (λ), η δυναμική συνεκτικότητα (μ) και η ποιότητα του ατμού (Q) σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών και πιέσεων.

Για τον υπολογισμό των παραπάνω μεγεθών αρκεί ο καθορισμός, ή η γνώση δύο εκ των παρακάτω μεγεθών:

πίεση (P), θερμοκρασία (T), πυκνότητα (ρ), εσωτερική ενέργεια (U), ενθαλπία (h), εντροπία (s), ποιότητα του ατμού (Q).

Οι υπολογισμοί γίνονται με απευθείας εισαγωγή της κατάλληλης συνάρτησης του Refprop σε κάποιο κελί του φύλλου εργασίας του Excel.

Τέλος, σημειώνεται ότι επειδή οι υπολογισμοί για υποκρίσιμο και υπερκρίσιμο κύκλο διαφέρουν, κατασκευάστηκαν δύο φύλλα εργασίας αντίστοιχα.

α) Εισαγωγή Δεδομένων

Καταρχήν, ζητείται από το χρήστη να εισαγάγει τα απαραίτητα δεδομένα για τον καθορισμό του κύκλου. Αυτό γίνεται στο tab 'basic calculations'. Όπως φαίνεται και στο Σχήμα Π.1, ο χρήστης πρέπει να επιλέξει το οργανικό εργαζόμενο μέσο από τον κυλιόμενο πίνακα και στη συνέχεια να καθορίσει την πίεση του, τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης, τη θερμοκρασία συμπύκνωσης, τη θερμοκρασία της θερμής πηγής και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας και του στροβίλου. Η πίεση συμπύκνωσης υπολογίζεται από την απαίτηση για κορεσμένο ατμό σε θερμοκρασία ίση με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης.

INPUT DATA	
R142b	
R143a	
R152a	
R218	
RC318	
R227ea	
R236ea	
R236fa	
R245ca	
R245fa	
Name of fluid	R245fa
Live Steam Pressure (Mpa)	4
Live Steam Temperature (C)	220
Condensation Temperature (C)	40
Condensation Pressure'	0.250462853
Pump isentropic efficiency rate	0.85
Tubine isentropic efficiency rate	0.8
Hot source temperature	245

Σχήμα Π.1 Εισαγωγή Δεδομένων

β) Καθορισμός του Κύκλου ORC

Ο κύκλος καθορίζεται με σημείο εκκίνησης (1) την έξοδο από το συμπυκνωτή που είναι ταυτόχρονα και είσοδος στην αντλία. Για το σημείο αυτό είναι γνωστή η πίεση και η θερμοκρασία, ενώ το ρευστό είναι κορεσμένο υγρό, οπότε υπολογίζεται η ενθαλπία και η εντροπία. Θεωρείται ισηντροπική μεταβολή και με γνωστή την εντροπία και την πίεση (η πίεση ατμού έχει δοθεί από το χρήστη ως δεδομένο εισόδου) υπολογίζεται η ενθαλπία και η εντροπία για το σημείο 2'. Τέλος με χρήση του ισηντροπικού βαθμού απόδοσης υπολογίζεται η ενθαλπία στην έξοδο της αντλίας (2) από την παρακάτω εξίσωση:

$$n_{is} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \Rightarrow h_{out} = h_{in} + \frac{h_{out,is} - h_{in}}{n_{is}} \quad (20)$$

Έτσι είναι καθορισμένα τα σημεία 1 και 2 σύμφωνα με το Σχήμα 2.1.

Για τον καθορισμό των σημείων της διαδικασίας ανάμεσα στα σημεία 2 και 3 ακολουθείται διαφορετική μέθοδος ανάλογα με το εάν έχουμε υποκρίσιμο ή υπερκρίσιμο κύκλο. Η διεργασία 2 → 3 λαμβάνει χώρα στον υπό μελέτη εναλλάκτη θερμότητας και επομένως είναι σημαντικό να καθοριστεί με ακρίβεια.

Υποκρίσιμος κύκλος:

Ο εναλλάκτης θερμότητας χωρίζεται σε 3 τμήματα. Στον προθερμαντήρα, τον εξατμιστήρα και τον υπερθερμαντήρα. Η είσοδος του προθερμαντήρα είναι το σημείο 2 ενώ η έξοδος του καθορίζεται από την πίεση και την απαίτηση για κορεσμένο υγρό. Η έξοδος του εξατμιστήρα που είναι και η είσοδος στον υπερθερμαντήρα καθορίζεται από την πίεση και την απαίτηση για κορεσμένο ατμό. Τέλος η έξοδος από τον εναλλάκτη, δηλαδή το σημείο 3, καθορίζεται από την πίεση και τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης. Για τα ενδιάμεσα σημεία θεωρείται γραμμική μεταβολή της ενθαλπίας (χωρίζεται η ενθαλπική διαφορά σε ισενθαλπικά τμήματα) και η πίεση είναι δεδομένη. Έτσι, είναι πλήρως καθορισμένα.

Υπερκρίσιμος κύκλος:

Στην περίπτωση αυτή δεν είναι απαραίτητος ο χωρισμός του εναλλάκτη σε τμήματα. Καθώς η ατμοποίηση συμβαίνει στιγμιαία, αρκεί ο καθορισμός των σημείων 2 και 3, ο οποίος γίνεται ακριβώς όπως και στον υποκρίσιμο κύκλο. Για τα ενδιάμεσα σημεία θεωρείται και πάλι γραμμική μεταβολή της ενθαλπίας.

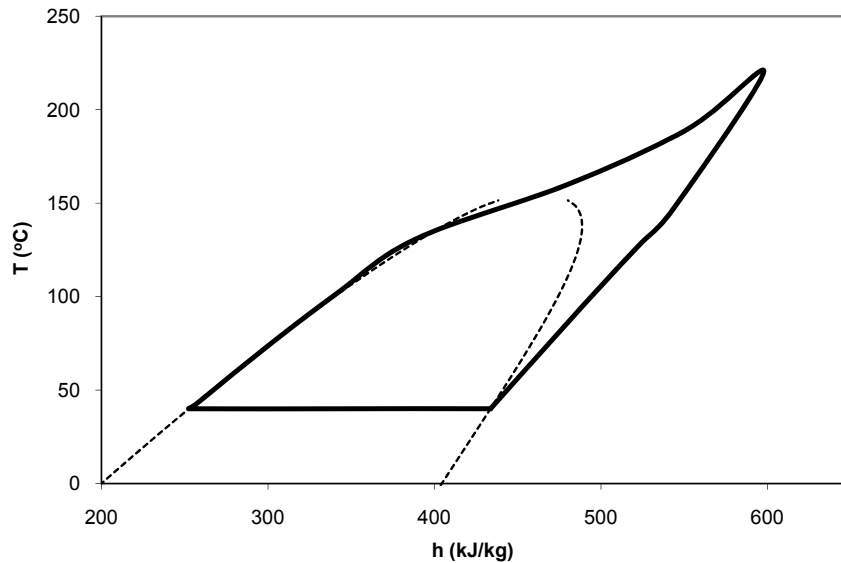
Στη συνέχεια η διαδικασία είναι κοινή και για τις δύο περιπτώσεις. Το σημείο 3 είναι και η είσοδος στον στρόβιλο. Με το ίδιο τρόπο που υπολογίστηκε και η έξοδος της αντλίας, η ενθαλπία στο σημείο 4 (έξοδος του στρόβιλου) είναι:

$$h_{out} = h_{in} + (h_{out,is} - h_{in}) \cdot n_{is} \quad (21)$$

ενώ ως πίεση εξόδου θεωρείται η πίεση συμπίκνωσης.

Το τελευταίο σημείο που μένει να καθοριστεί είναι το 5 (είσοδος στον συμπυκνωτή). Το σημείο 5 καθορίζεται από την πίεση συμπίκνωσης και την απαίτηση για κορεσμένο ατμό. Για τα ενδιάμεσα σημεία των μεταβολών 4 → 5 και 5 → 1 θεωρείται και πάλι γραμμική μεταβολή της ενθαλπίας.

Έχοντας πλέον καθορίσει πλήρως όλα τα σημεία του ORC κύκλου, το πρόγραμμα κατασκευάζει το διάγραμμα T-h του κύκλου έτσι ώστε να υπάρχει καλύτερη εποπτεία των αποτελεσμάτων για το χρήστη (σχήμα Π.2).



Σχήμα Π.2 Διάγραμμα T-h της διαδικασίας

Στη συνέχεια υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης του απλού κύκλου ως:

$$\eta_{th} = \frac{P_{mech}}{\dot{Q}_{Organic\ fluid}} = \frac{[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]}{(h_3 - h_2)} \quad (22)$$

στην περίπτωση που έχουμε και αναγεννητή θερμότητας, θεωρείται ότι το θερμό ρεύμα (έξοδος στροβίλου) μπορεί να ψυχθεί μέχρι μια θερμοκρασία, η οποία είναι υψηλότερη κατά 20 βαθμούς Κελσίου από τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης.

Θεωρώντας συνθήκες εισόδου του ψυχρού ρεύματος, τις συνθήκες εξόδου της αντλίας (2), με έναν απλό ενεργειακό ισολογισμό υπολογίζεται η ενθαλπία και η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρεύματος. :

$$h_{coldout} = h_{coldin} + (h_{hotout} - h_{hotin}) \quad (23)$$

Έτσι είναι πλήρως καθορισμένες όλες οι διεργασίες και τα σημεία του κύκλου και έχουν υπολογιστεί όλα τα μεγέθη που έχουν σχέση με τον οργανικό θερμικό κύκλο.

γ) Διαστασιολόγηση εναλλακτών

Η διαστασιολόγηση των εναλλακτών γίνεται σύμφωνα με τη μέθοδο που αναπτύχθηκε στο κεφάλαιο 3.4. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, είναι αναγκαίο να χωριστεί ο εναλλάκτης θερμότητας σε στοιχειώδη τμήματα.. Έχοντας καθορισμένες τις συνθήκες στα σημεία εισόδου και εξόδου στον εναλλάκτη, θεωρείται γραμμική μεταβολή της ενθαλπίας ανάμεσα σε αυτά τα δύο σημεία. Παίρνοντας 501 σημεία ο εναλλάκτης διαιρείται σε 500 στοιχειώδη τμήματα, σε καθένα από τα οποία συμβαίνει ισόποση ενθαλπική μεταβολή του οργανικού ρευστού. Έτσι για κάθε στοιχειώδες τμήμα ισχύει:

$$h_{i+1} = h_i + (h_3 - h_2)/500 \quad (24)$$

όπου $i=1$ έως 501

και υπολογίζεται η ενθαλπία του ρευστού για κάθε σημείο i .

Η θερμοκρασία για κάθε σημείο υπολογίζεται από την ενθαλπία και την πίεση με τη βοήθεια του Refprop.

Στη συνέχεια, υπολογίζεται η παροχή μάζας του οργανικού ρευστού υποθέτοντας ότι η συνολική ισχύς που μεταφέρεται από τη θερμή πηγή στο οργανικό ρευστό είναι 100kW. Ισχύει:

$$\dot{m}_{ORC} = 100 / (h_3 - h_2) \quad (25)$$

Σε κάθε τμήμα η ισχύς της θερμορροής είναι:

$$\dot{Q}_{i;i+1} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{i+1} - h_i) \quad (26)$$

Και από τον ισολογισμό ενέργειας ανάμεσα στο οργανικό ρευστό και τη θερμή πηγή ισχύει:

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{Q}_{HS} \quad (27)$$

επομένως

$$\dot{Q}_{ORC,i+1 \rightarrow i} = \dot{Q}_{HS,i+1 \rightarrow i} = \dot{m}_{HS} \cdot c_p \cdot (t_{HS,i+1} - t_{HS,i}) \Rightarrow t_{HS,i} = t_{HS,i+1} - \frac{\dot{Q}_{HS,i+1 \rightarrow i}}{\dot{m}_{HS} \cdot c_p} \quad (28)$$

Σημειώνεται ότι για τον υπολογισμό των θερμοκρασιών της θερμής πηγής ακολουθείται αντίστροφη πορεία (από το τελευταίο προς το πρώτο σημείο) καθώς ο εναλλάκτης είναι αντιρροής και είναι γνωστή μόνο η θερμοκρασία εισόδου της θερμής πηγής. Επίσης ως C_p σε κάθε τμήμα λαμβάνεται η μέση τιμή των άκρων του:

$$C_p = (C_{p_i} + C_{p_{i+1}}) / 2 \quad (29)$$

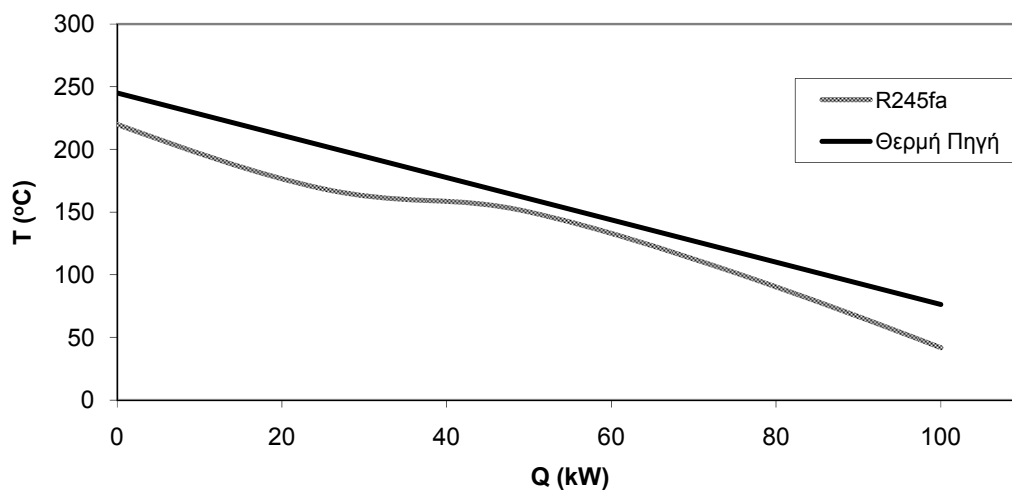
Το πρόβλημα εντοπίζεται στον καθορισμό της παροχής ισχύος C ($C = \dot{m}_{HS} \cdot C_p$) της θερμής πηγής. Πριν όμως αναλυθεί η μέθοδος υπολογισμού της είναι σημαντικό να ορίσουμε ένα άλλο σημαντικό μέγεθος. Ορίζοντας ως ΔT_i τη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο οργανικό μέσο και τη θερμή πηγή στο σημείο i , υπάρχει ένα σημείο $i=p$ για το οποίο ισχύει $\Delta T_p = \min\{\Delta T_i\}$, $i=1,500$ και το οποίο ορίζεται ως το Pinch Point το οποίο είναι χαρακτηριστικό λειτουργικό μέγεθος του εναλλάκτη. Με βάση το σημείο αυτό, υπολογίζεται η παροχή ισχύος C της θερμής πηγής ως εξής:

Ο χρήστης επιλέγει μια τυχαία τιμή για την παροχή ισχύος ως τιμή εκκίνησης (ή απλά χρησιμοποιείται η τιμή από προηγούμενο υπολογισμό ως τιμή εκκίνησης) και υπολογίζονται οι θερμοκρασίες T_{Hsi} από την εξίσωση (28) καθώς και τα ΔT_i .

Η τιμή της παροχής ισχύος ρυθμίζει την κλίση της ευθείας της θερμής πηγής στο διάγραμμα T-Q και επομένως την τιμή του Pinch Point (δηλ. του ΔT_p). Με τη βοήθεια ενός solver απαιτείται η τιμή του Pinch Point να είναι 10°C και ως μεταβλητή ορίζεται η παροχή ισχύος. Ο solver ουσιαστικά λειτουργεί με δοκιμές. Δοκιμάζει μια τιμή για την παροχή ισχύος, υπολογίζει τα T_{Hsi} και τα ΔT_i , επανεκτιμά την τιμή του Pinch Point και ξαναξεκινά έως ότου επιτευχθεί η επιθυμητή σύγκλιση (καθορίζεται από το χρήστη). Η διαδικασία γίνεται αυτόματα όταν ο χρήστης πατά το κουμπί 'Solver_Pinch Point'.

Με τον ίδιο ακριβώς τρόπο, η παροχή ισχύος μπορεί να ρυθμιστεί και με βάση την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, ο υπολογισμός της οποίας επεξηγείται στη συνέχεια. Δηλαδή χρησιμοποιείται και πάλι ένας solver με μεταβλητή την παροχή ισχύος έτσι ώστε η επιφάνεια του εναλλάκτη να έχει μια συγκεκριμένη τιμή (π.χ. 3.5 m^2). Η διαδικασία γίνεται αυτόματα όταν ο χρήστης πατά το κουμπί 'Solver_ConstantArea'.

Έτσι έχει πλέον καθοριστεί η παροχή ισχύος της θερμής πηγής και έχουν υπολογιστεί και οι θερμοκρασίες T_{Hsi} της θερμής πηγής σε κάθε σημείο. Είναι λοιπόν γνωστή η ενθαλπία και η θερμοκρασία του οργανικού ρευστού και η θερμοκρασία της θερμής πηγής σε όλα τα σημεία του εναλλάκτη. Πλέον, είναι δυνατή η κατασκευή του χαρακτηριστικού διαγράμματος T-Q του εναλλάκτη (σχήμα Π.3) το οποίο δίνει και καλύτερη εποπτεία της λειτουργίας του.



Σχήμα Π.3 Διάγραμμα T-Q εναλλάκτη θερμότητας, για τα δεδομένα εισόδου και Pinch Point 10°C

Στη συνέχεια υπολογίζεται ο **βαθμός απόδοσης** του εναλλάκτη θερμότητας. Για τους λόγους που έχουν ήδη αναφερθεί, δεν είναι δυνατή η χρήση της μεθόδου NTU. Για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας χρησιμοποιείται ο ακόλουθος ορισμός:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (30)$$

όπου Q η συνολικά μεταφερόμενη θερμότητα στο οργανικό ρευστό και Q_{\max} η μέγιστη δυνατή μεταφερόμενη θερμότητα. Είναι:

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \text{ και} \\ C_{\min} = \min\left\{(\dot{m} \cdot \bar{c}_p)_{Hot\ Source}, (\dot{m} \cdot \bar{c}_p)_{ORC}\right\} \quad (31)$$

Ο **Συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος** είναι:

$$\eta_{System} = \frac{P_{mech}}{\dot{Q}_{HS}} = \eta_{HEX} \cdot \eta_{th} \quad (32)$$

Για κάθε κύκλο υπολογίζεται ο συνολικός βαθμός απόδοσης τόσο για απλό κύκλο όσο και για κύκλο με αναγεννητή θερμότητας.

Έπειτα σε κάθε τμήμα υπολογίζεται η **LMTD** η οποία ισούται με:

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_{i+1} - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_{i+1}}{\Delta T_i}\right)}, \quad (33)$$

Ακολουθεί ο υπολογισμός του μέσου συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U_i για κάθε στοιχειώδες τμήμα. Είναι:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{a} + \frac{1}{a_{hot}} + \frac{\delta}{\lambda} + R_f \quad (34)$$

όπου για τους υπολογισμούς ισχύει

a ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας δια συναγωγής ανάμεσα στο οργανικό μέσο και την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Υπολογίζεται στη συνέχεια.

a_{hot} ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας δια συναγωγής ανάμεσα στο ρευστό μεταφοράς θερμότητας και την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Με βάση κάποιους υπολογισμούς που έγιναν, θεωρείται μια μέση τιμή για όλες τις περιπτώσεις.

δ πάχος πλάκας μεταφοράς θερμότητας.

λ θερμική αγωγιμότητα του μετάλλου κατασκευής της πλάκας

R_f αντίσταση ακαθαρσιών και επικαθίσεων.

Για τους υπολογισμούς θεωρούνται οι τιμές του πίνακα Π.1.

δ (m)	0.00045
λ_{metal} (W/m ² ,K)	16
R_f (m ² °C/W)	0.000025
a_{hot} (W/ m ² °C)	100000

Πίνακας Π.1.

Γενικά ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας δια συναγωγής δίνεται από τη σχέση:

$$Nu = \frac{a \cdot d}{\lambda} \Rightarrow a = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (35)$$

Η ισοδύναμη υδραυλική διάμετρος d υπολογίζεται με βάση τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εναλλάκτη ως εξής:

$$d_e = \frac{4 \cdot A_c}{P_w} = \frac{4 \cdot w \cdot b}{2 \cdot (w + b)} \xrightarrow{w \gg b} d = \frac{4 \cdot w \cdot b}{2 \cdot w} = 2 \cdot b \quad (36)$$

με $w \gg b$ και

	m
b (απόσταση πλακών)	0.002
w (πλάτος πλακών)	0.1
δ (πάχος πλακών)	0.00045

Πίνακας Π.2. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά εναλλάκτη θερμότητας

Η θερμική αγωγιμότητα του ρευστού λ υπολογίζεται με τη βοήθεια του Refprop από τη θερμοκρασία και την πίεση του ρευστού. Ως **θερμοκρασία ενός στοιχειώδους τμήματος** ορίζεται η μέση τιμή των θερμοκρασιών των ακραίων σημείων που ορίζουν το κάθε τμήμα.

Ο χαρακτηριστικός αριθμός Nusselt της ροής Nu υπολογίζεται από τις εξισώσεις (37) και (38) για υποκρίσιμες και υπερκρίσιμες συνθήκες αντίστοιχα.

$$Nu = 0,023 \cdot Pr^n \cdot Re^{0,8} \quad (37)$$

όπου $n=0.4$ για θέρμανση

$$Nu_b = 0,0183 \cdot Re_b^{0,82} \cdot Pr^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p_b}}\right)^n \quad (38)$$

όπου ο δείκτης w αναφέρεται στη θερμοκρασία της πλάκας και ο δείκτης b στη θερμοκρασία του ρευστού, όπως προκύπτει από το ενεργειακό ισοζύγιο, ρ η πυκνότητα και C_p η ειδική θερμοχωρητικότητα.

Ως μέση ειδική θερμοχωρητικότητα ορίζεται : $\bar{c}_p = \frac{h_w - h_b}{T_w - T_b}$

Αν T_{pc} η ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία, τότε ο εκθέτης n της εξίσωσης (38) είναι :

$$\begin{aligned}
 n &= 0,4 \text{ for } T_b < T_w < T_{pc} \text{ and } 1,2 \cdot T_{pc} < T_b < T_w \\
 n &= 0,4 + 0,2 \cdot \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1 \right) \text{ for } T_b < T_{pc} < T_w \quad (39) \\
 n &= 0,4 + 0,2 \cdot \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 5 \cdot \left(\frac{T_b}{T_{pc}} - 1 \right) \right) \\
 &\text{for } T_{pc} < T_b < 1,2 \cdot T_{pc}
 \end{aligned}$$

Επομένως σε κάθε τμήμα είναι απαραίτητο να υπολογιστούν:

- Ο αριθμός Re
- Ο αριθμός Pr
- Η ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία T_{pc} .

Ο αριθμός Re είναι:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} \quad (40)$$

όπου d η υδραυλική διάμετρος, u η ταχύτητα του ρευστού και ν η κινηματική συνεκτικότητα του ρευστού.

$$\text{Είναι } \dot{m}_{ORC} = u \cdot \rho \cdot A \Rightarrow u = \frac{\dot{m}_{ORC}}{\rho \cdot b \cdot w} \quad U = \dot{m} / (A \cdot \rho) \rightarrow u = \dot{m} / (b \cdot w \cdot \rho) \quad (41)$$

Και από (36) $d=2b$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ όπου } \mu \text{ η δυναμική συνεκτικότητα και } \rho \text{ η πυκνότητα} \quad (42)$$

$$\text{Άρα } Re = \frac{2 \cdot \dot{m}_{ORC}}{w \mu} \quad (43) \text{ και η δυναμική συνεκτικότητα } \mu \text{ υπολογίζεται με τη}$$

βοήθεια του Refprop από τη θερμοκρασία του στοιχειώδους τμήματος, όπως ορίστηκε παραπάνω, και την πίεση του ρευστού.

Ο αριθμός Prandtl υπολογίζεται με τη βοήθεια του Refprop από τη θερμοκρασία του στοιχειώδους τμήματος και την πίεση του ρευστού.

Τέλος η **ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία** υπολογίζεται ως εξής:

Σ' ένα ξεχωριστό φύλλο εργασίας, επιλέγεται ένα εύρος θερμοκρασιών, το οποίο διαιρείται σε 100 υποδιαστήματα, και ανάλογα με την πίεση ατμοποίησης που έχει επιλέξει ο χρήστης, υπολογίζεται η ειδική θερμοχωρητικότητα C_p σε κάθε σημείο. Στη συνέχεια εντοπίζεται η μέγιστη τιμή του C_p και η θερμοκρασία στην οποία εμφανίζεται. Η θερμοκρασία αυτή είναι η ψευδοκρίσιμη θερμοκρασία.

Έτσι, με υπολογισμένο το μέσο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U_i , σε κάθε στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη θερμότητας, υπολογίζεται η στοιχειώδης απαιτούμενη επιφάνεια εναλλάκτη από την εξίσωση:

$$A_i = \frac{\dot{Q}}{U_i \cdot \Delta T_{\log}} \quad (44)$$

Η συνολική επιφάνεια του εναλλάκτη είναι $A_{tot} = \sum_{i=1}^{i=m} A_i$ (45)

Και ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U για ολόκληρο τον εναλλάκτη είναι η μέση τιμή των στοιχειωδών τιμών U_i .

Τελικά, για τα δεδομένα εισόδου που επιλέχθηκαν ως παράδειγμα υπολογισμού, το πρόγραμμα δίνει τα ακόλουθα **αποτελέσματα**:

Live steam temperature	Pressure (Mpa)	U average (W/m ² ·K)	H.E. efficiency	A (m ²)	ORC efficiency %	ORC eff RECUP %	Overall efficiency %	Overall efficiency RECUP %
220	4	1870.05755	0.8766652	3.2233	17.151574	22.3599	15.03619	19.60216

B. Μοντελοποίηση ΣΑΘΕ

Sub duration()

's=storage'

Dim s(8761)

'smax=xwrhtikothta apothikeyshs'

'Q=energeia poy perisseyei h leipei apo to strovilo'

Dim q(8760)

'R=energeia poy apodose($R>0$) h aporrofhse($r<0$) to systhma apothikeyshs'

Dim r(8760)

'Qrej=energeia pou aporrifhike apo to systhma'

Dim Qrej(8760)

'Qav=diathesimh sto strovilo energeia'

Dim Qav(8760)

'Pel=paragomenh hlektrikh isxus'

Dim Pel(8760)

Dim Hlias(12)

v = 0

'm einai oi wres tou apitoumenou storage'

For m = 1 To 11 Step 2

v = v + 1

Cells(11 + 18 * (m - 1), 51) = m

Cells(11, 60) = m

k = 0

For j = 1.5 To 6.5 Step 1

'm*j*10 wres epi apitoumenh energeia gia na doulepei sto onomastiko shmeio leitourgias'

Smax = m * j * 10

Cells(6, 33) = j

k = k + 1

Cells(11 + k + 18 * (m - 1), 50) = j

Qrtot = 0

Stot = 0

Rtot = 0

Qavtot = 0

Ptot = 0

For i = 1 To 8760

q(i) = Cells(i + 10, 32)

Next i

Qon = Cells(7, 33)

s(0) = 0

h = Cells(8, 33)

hel = Cells(4, 33)

For x = 1 To 12

Hlias(x) = 0

Next x

For i = 1 To 8760

s(i) = s(i - 1)

sold = s(i)

Qrej(i) = 0

If (s(i) = Smax And q(i) > 0) Then

Qrej(i) = q(i)

Qav(i) = Qon

End If

If (q(i) >= 0 And s(i) < Smax) Then

s(i) = s(i) + h * q(i)

Qav(i) = Qon

If s(i) > Smax Then

Qrej(i) = s(i) - Smax

s(i) = Smax

End If

End If

If (q(i) < 0 And s(i) >= 0) Then

s(i) = s(i) + 1 / h * q(i)

If s(i) < 0 Then

s(i) = 0

End If

Qav(i) = Qon + q(i) + h * (sold - s(i))

If Qav(i) < 0.7 * Qon Then

s(i) = sold + q(i) + Qon

Qav(i) = 0

End If

If s(i) > Smax Then

Qrej(i) = s(i) - Smax

s(i) = Smax

End If

End If

If q(i) >= 0 Then

r(i) = sold - s(i)

Else: r(i) = h * (sold - s(i))

End If

If Qav(i) >= 0.7 * Qon Then

Pel(i) = hel * Qav(i)

Else: Pel(i) = 0

End If

Qrtot = Qrtot + Qrej(i)

```
Rtot = Rot + r(i)
Qavtot = Qavtot + Qav(i)
Ptot = Ptot + Pel(i)
```

```
Cells(i + 10, 33) = s(i)
Cells(i + 10, 34) = Qrej(i)
Cells(i + 10, 35) = r(i)
Cells(i + 10, 36) = Qav(i)
Cells(i + 10, 37) = Pel(i)
```

' Καμπύλη διαρκείας

```
g = 0
For p = 1 To 6.5 Step 0.5
g = g + 1
    If Pel(i) >= p Then
        Hlias(g) = Hlias(g) + 1
    End If
Next p
```

Next i

```
Cells(11 + k + 18 * (m - 1), 50) = j
Cells(11 + k + 18 * (m - 1), 52) = Qrtot
Cells(11 + k + 18 * (m - 1), 53) = Rtot
Cells(11 + k + 18 * (m - 1), 54) = Qavtot
Cells(11 + k + 18 * (m - 1), 55) = Ptot
```

' Καμπύλες διαρκείας u = 0.5

```
For n = 1 To 12
    u = u + 0.5
    Cells(29 + n + 13 * v, 3 * (k - 1) + 1) = u
    Cells(29 + n + 13 * v, 3 * (k - 1) + 2) = Hlias(n) * 100 / 8760
```

Next n

Next j
Next m

'm einai oi wres tou apitoumenou storage edw exw 000000'

```
k = 0
For j = 1.5 To 6.5 Step 1
'm*j*10 wres epi apitoumenh energieia gia na doulepei sto onomastiko shmeio
leitourgias'
Smax = 0
```

```

Cells(6, 33) = j
k = k + 1
Cells(11 + k, 62) = j
Qrtot = 0
Stot = 0
Rtot = 0
Qavtot = 0
Ptot = 0
For i = 1 To 8760
q(i) = Cells(i + 10, 32)
Next i

```

```

Qon = Cells(7, 33)
s(0) = 0
h = Cells(8, 33)
hel = Cells(4, 33)

```

'Καμπύλες διαρκείας

```

    For x = 1 To 12
        Hlias(x) = 0
    Next x

```

```

For i = 1 To 8760
s(i) = s(i - 1)
sold = s(i)
Qrej(i) = 0

```

```

If q(i) > 0 Then
Qrej(i) = q(i)
Qav(i) = Qon
End If

```

```

If q(i) < 0 Then

```

```

    Qav(i) = Qon + q(i)
    If Qav(i) < 0.7 * Qon Then
        Qav(i) = 0
    End If
End If

```

```

If Qav(i) >= 0.7 * Qon Then
Pel(i) = hel * Qav(i)
Else: Pel(i) = 0
End If

```

```

Qrtot = Qrtot + Qrej(i)

```

```

Rtot = Rot + r(i)
Qavtot = Qavtot + Qav(i)

```

Ptot = Ptot + Pel(i)

Cells(i + 10, 33) = s(i)
Cells(i + 10, 34) = Qrej(i)
Cells(i + 10, 35) = r(i)
Cells(i + 10, 36) = Qav(i)
Cells(i + 10, 37) = Pel(i)

' Καμπύλες διαρκείας

g = 0
For p = 1 To 6.5 Step 0.5
g = g + 1
If Pel(i) >= p Then
Hlias(g) = Hlias(g) + 1
End If
Next p

Next i

Cells(11 + k, 50) = j

Cells(11 + k, 64) = Qrtot
Cells(11 + k, 65) = Rtot
Cells(11 + k, 66) = Qavtot
Cells(11 + k, 67) = Ptot

' Καμπύλες διαρκείας

u = 0.5
For n = 1 To 12
u = u + 0.5
Cells(29 + n, 3 * (k - 1) + 1) = u
Cells(29 + n, 3 * (k - 1) + 2) = Hlias(n) * 100 / 8760

Next n

Next j

End Sub