



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

*Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών  
«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»*

---

**ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

«Μελέτη συστήματος αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας  
υπό τη μορφή θερμότητας (Carnot Battery)»

**Του Μεταπτυχιακού Φοιτητή**

Καφεζή Νικόλαου

**Επιβλέπων**

Καρέλλας Σωτήριος, Καθηγητής,  
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών



<b>ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ:</b>	«Μελέτη συστήματος αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας υπό τη μορφή θερμότητας (Carnot Battery)»
<b>ΦΟΙΤΗΤΗΣ:</b>	Καφεζής Νικόλαος
<b>ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ:</b>	Καρέλλας Σωτήριος, Καθηγητής, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
<b>ΑΚΑΔΗΜΑΪΚΟ ΕΤΟΣ:</b>	2021-22

## Σύνοψη

### Περίληψη

Στα πλαίσια της εκπόνησης της μεταπτυχιακής διατριβής, μελετάται σύστημα μπαταρίας Carnot για την αποθήκευση και αξιοποίηση της πλεονάζουσας, από ανανεώσιμες πηγές, ηλεκτρικής ενέργειας υπό τη μορφή θερμότητας. Το παραπάνω σύστημα υλοποιείται μέσω διάταξης αντιστρεπτής αντλίας θερμότητας – οργανικού κύκλου Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), χρησιμοποιώντας ως μέσο αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας κατάλληλο υλικό αλλαγής φάσης (Phase Change Material – PCM).

Η παρούσα διατριβή συνίσταται στην οικονομοτεχνική ανάλυση και διαστασιολόγηση του παραπάνω συστήματος για συγκεκριμένη εφαρμογή μικρής κλίμακας, χωρητικότητας 340 kWh αποθηκευμένης ενέργειας και ονομαστικής ηλεκτρικής ισχύος ORC 5 kW, διερευνώντας παράλληλα την αύξηση της ετήσιας απόδοσης (roundtrip efficiency) μέσω αξιοποίησης πλεονάζουσας θερμότητας (απορριπτόμενη θερμότητα, ηλιακή ενέργεια, κ.α.). Αντικείμενο της εργασίας αποτελεί και η επιλογή, μέσω παραμετρικών μελετών, κατάλληλου εργαζόμενου μέσου και υλικού αποθήκευσης θερμότητας. Η μελέτη διενεργείται με τη χρήση μοντέλων σταθερής κατάστασης και αξιοποιώντας προφίλ διαθέσιμης ηλεκτρικής ισχύος και συσχετίσεων κόστους για τις διάφορες συνιστώσες του συστήματος. Το μελετώμενο σύστημα χαρακτηρίζεται από υψηλό Σταθμισμένο Κόστος Αποθήκευσης (Levelized Cost of Storage – LCOS) ίσο με 0,75 €/kWh, γεγονός που οφείλεται, κατά κύριο λόγο, στη μεγάλη συνεισφορά (ποσοστιαία) της μονάδας αποθήκευσης PCM στο κόστος του συστήματος, η οποία ισούται με 59% του συνολικού κόστους.

***POST-GRADUATE THESIS:***      «Study of electricity storage system in the form of heat  
(Carnot Battery)»  
***STUDENT:***                              Kafezis Nikolaos  
***SUPERVISOR:***                        Karellas Sotirios, Professor, School of Mechanical  
Engineering  
***ACADEMIC YEAR:***                2021-22

## **Abstract**

### **Summary**

In the context of the elaboration of the master thesis, a Carnot battery system is studied for the storage and utilization of the surplus renewable electricity, in the form of heat. The above system is implemented through a reversible heat pump – organic Rankine cycle (ORC) layout, using a suitable phase change material (PCM) as a latent heat storage medium.

The present thesis consists of the economic-technical analysis and sizing of the above system for a specific small scale application, of 340 kWh capacity of stored energy and nominal electrical power of 5 kW, while investigating the increase of the annual efficiency (roundtrip efficiency) through utilization of excess heat (waste heat, solar energy, etc.). The objective of the study is also selecting, through parametric studies, suitable working medium and storage material. The study is carried out using steady state models and utilizing profiles of available electrical power and cost correlations for the various components of the system. The studied system is characterized by a high Levelized Cost of Storage (LCOS) equal to 0.75 €/kWh, which is mainly due to the large contribution (percentage) of the PCM storage unit to the system cost, the which equals 59% of the total cost.

## **ΠΡΟΛΟΓΟΣ**

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στα πλαίσια του Δ.Π.Μ.Σ. «Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας» του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Αρχικά, οφείλω να ευχαριστήσω τον Καθηγητή κ. Σωτήριο Καρέλλα, ο οποίος με εμπιστεύτηκε και μου ανέθεσε την εργασία, δίνοντάς μου την ευκαιρία να εργαστώ σε αυτό το ιδιαίτερα ενδιαφέρον θέμα.

Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον υποψήφιο διδάκτορα Αντώνιο Χαραλαμπίδη για την πολύτιμη βοήθεια και τη συμβολή του προς την ολοκλήρωση της εργασίας.

# ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ .....	v
ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ .....	vi
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ .....	ix
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ .....	xii
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ .....	xiii
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	16
1.1 Γενικά.....	16
1.2 Αξιοποίηση πλεονάζουσας ηλεκτρικής ενέργειας.....	18
1.3 Αξιοποίηση θερμότητας.....	19
1.4 Σκοπός της εργασίας.....	20
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΠΑΤΑΡΙΑΣ CARNOT .....	21
2.1 Γενικά.....	21
2.2 Θερμοδυναμικός κύκλος.....	23
2.2.1 Λειτουργία HP – Φόρτιση.....	23
2.2.2 Λειτουργία ORC – Αποφόρτιση.....	24
2.3 Εργαζόμενο μέσο.....	25
2.4 Επιμέρους συνιστώσες συστήματος .....	31
2.4.1 Αντλία.....	32
2.4.2 Συμπιεστής/Εκτονωτής .....	34
2.4.3 Εκτονωτική βαλβίδα .....	37
2.4.4 Εναλλάκτες θερμότητας.....	38
2.4.4.1 Συμπυκνωτής ORC.....	38
2.4.4.2 Ατμοποιητής Αντλίας Θερμότητας.....	39
2.4.4.3 Εναλλάκτης PCM .....	40
2.5 Υλικό αποθήκευσης – PCM.....	43
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ.....	46
3.1 Συνιστώσες ORC .....	46
3.1.1 Συνθήκες συμπύκνωσης και ατμοποίησης.....	46
3.1.2 Προσομοίωση αντλίας.....	47
3.1.3 Προσομοίωση εκτονωτή .....	48
3.1.4 Προσομοίωση συμπυκνωτή και ενεργειακά μεγέθη.....	48
3.1.4.1 Συνθήκες αέρα ψύξης .....	48

3.1.4.2	Ενεργειακά μεγέθη .....	49
3.1.4.3	Υπολογισμός επιφάνειας συναλλαγής .....	52
3.2	Συνιστώσες HP .....	53
3.2.1	Συνθήκες ατμοποίησης και συμπύκνωσης .....	53
3.2.2	Προσομοίωση συμπίεστη .....	54
3.2.3	Προσομοίωση εκτονωτικής βαλβίδας .....	55
3.2.4	Ενεργειακά μεγέθη.....	55
3.2.5	Προσομοίωση ατμοποιητή .....	56
3.2.5.1	Συνθήκες θερμού νερού .....	57
3.2.5.2	Υπολογισμός επιφάνειας συναλλαγής .....	57
3.3	Εναλλάκτης PCM .....	58
3.3.1	Υπολογισμός επιφάνειας συναλλαγής HP .....	58
3.3.2	Υπολογισμός επιφάνειας συναλλαγής ORC.....	59
3.3.3	Τελική επιλογή επιφάνειας συναλλαγής .....	59
3.4	Συνολικό μοντέλο .....	60
3.5	Τελική επιλογή εξαρτημάτων.....	64
3.5.1	Επιλογή αντλίας.....	64
3.5.2	Επιλογή συμπίεστη .....	66
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4	ΟΙΚΟΝΟΜΟΤΕΧΝΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ - ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ .....	68
4.1	Τεχνικοί δείκτες.....	68
4.1.1	Ετήσιος βαθμός απόδοσης (roundtrip efficiency – $\epsilon_{rt}$ ) .....	68
4.2	Οικονομικοί δείκτες.....	69
4.2.1	Ανηγμένο κόστος επένδυσης (SIC) .....	69
4.2.2	Σταθμισμένο κόστος αποθήκευσης (LCOS) .....	70
4.3	Αποτελέσματα .....	71
4.3.1	Επιλογή εργαζόμενου ρευστού.....	72
4.3.1.1	Εναλλάκτης PCM με μικρό Pinch Point .....	74
4.3.1.2	Εναλλάκτης PCM με μεσαίο Pinch Point .....	75
4.3.1.3	Εναλλάκτης PCM με μεγάλο Pinch Point.....	76
4.3.1.4	Τελική επιλογή .....	77
4.3.2	Παραμετρικές μελέτες.....	77
4.3.2.1	Αντλία με χαμηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης .....	79
4.3.2.2	Αντλία με μεσαίο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης .....	80
4.3.2.3	Αντλία με υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης.....	81

4.3.2.4 Σύγκριση – Συμπεράσματα .....	82
4.4 Αξιολόγηση αποτελεσμάτων .....	84
4.4.1 Επιμερισμός κόστους .....	84
4.4.2 Σύγκριση με άλλες τεχνολογίες .....	86
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ .....	89
5.1 Συμπεράσματα .....	89
5.2 Μελλοντικές προτάσεις .....	90
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α ΚΩΔΙΚΕΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ .....	92
Α.1 Κυρίως πρόγραμμα .....	92
Α.2 Συνάρτηση υπολογισμού μεγεθών κορεσμένων καταστάσεων .....	99
Α.3 Συνάρτηση υπολογισμού διαγραμμάτων Q-T εναλλάκτη θερμότητας .....	100
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....	102



## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

Σχήμα 1: Μεταβολή ετήσιας κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας παγκοσμίως κατά το διάστημα 1990-2019 [1].	16
Σχήμα 2: Συνολικές ετήσιες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα παγκοσμίως κατά το διάστημα 1990-2019 [1].	17
Σχήμα 3: Το πρόβλημα Duck curve [3].	18
Σχήμα 4: Κατανομή θερμοκρασίας απορριπτόμενης θερμότητας από τη βιομηχανία στην ΕΕ [4].	19
Σχήμα 5: Λογική μπαταρίας Carnot [9].	21
Σχήμα 6: Μπαταρία Carnot με θερμική ενσωμάτωση [5].	22
Σχήμα 7: Μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος.	23
Σχήμα 8: Φόρτιση – Λειτουργία HP.	24
Σχήμα 9: Αποφόρτιση – Λειτουργία ORC.	25
Σχήμα 10: Τρεις τύποι εργαζόμενων ρευστών: ξηρά, ισεντροπικά και υγρά [12].	26
Σχήμα 11: Χάρτης λειτουργίας ρευστών για σπειροειδή εκτονωτή (scroll) [13].	27
Σχήμα 12: Χάρτης λειτουργίας ρευστών για κοχλιωτό εκτονωτή (screw) [13].	27
Σχήμα 13: Χάρτης λειτουργίας ρευστών για στρόβιλο ακτινικής εισροής (radial inflow turbine) [13].	28
Σχήμα 14: Πρότυπο τυποποίησης ασφαλείας κατά ASHRAE (Standard 34) [18], [21].	30
Σχήμα 15: Καμπύλη κορεσμού R-1234yf [22].	30
Σχήμα 16: Καμπύλη κορεσμού R-1234ze(E) [23].	31
Σχήμα 17: Καμπύλη κορεσμού R-1233zd(E).	31
Σχήμα 18: Κατηγοριοποίηση αντλιών.	32
Σχήμα 19: Τομή και λειτουργία γραναζωτής αντλίας [27].	33
Σχήμα 20: Τομή και λειτουργία πτερυγοφόρας αντλίας [25], [28].	33
Σχήμα 21: Τομή και λειτουργία εμβολοφόρας αντλίας αξονικού τύπου [29].	33
Σχήμα 22: Τομή διαφραγματικής αντλίας με μηχανική οδήγηση [30], [40].	34
Σχήμα 23: Επιτρεπτό εύρος ισχύος για εφαρμογές ORC χαμηλής θερμοκρασίας και κάθε τύπο μηχανής εκτόνωσης [13].	34
Σχήμα 24: Κατηγοριοποίηση συμπιεστών/εκτονωτών.	35
Σχήμα 25: Τομή εμβολοφόρου συμπιεστή [32], [33].	36
Σχήμα 26: Τομή και λειτουργία κοχλιωτού συμπιεστή [32], [34].	36
Σχήμα 27: Τομή και λειτουργία σπειροειδή συμπιεστή [25], [35].	36
Σχήμα 28: Κατανομή της αποδοτικής λειτουργίας διαφόρων ειδών εκτονωτή και συμπιεστή ανάλογα με την εγκατεστημένη ισχύ [18], [31].	37
Σχήμα 29: Θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα [61].	38
Σχήμα 30: Τομή και λειτουργία αερόψυκτου εναλλάκτη σωλήνων με πτερύγια [41].	39
Σχήμα 31: Τομή και λειτουργία πλακοειδή εναλλάκτη [41].	39
Σχήμα 32: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM σωλήνων με σπειροειδή περιέλιξη χαλκού [50].	40
Σχήμα 33: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM σωλήνων με πτερύγια: a) γενική όψη b) η αρχή της διαδικασίας τήξης - στερεό PCM c) το τέλος της διαδικασίας τήξης - υγρό PCM [51].	41
Σχήμα 34: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM με διάχυση εργαζόμενου ρευστού ανάμεσα σε σφαίρες ενθλακωμένου PCM: a) τομή σφαίρας, b) σύστημα εναλλάκτη [52-53].	41

Σχήμα 35: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM σπειροειδών σωλήνων με: a) μονή σπείρα b) διπλή σπείρα c) τετραπλή σπείρα [54].	42
Σχήμα 36: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM σωλήνων με ενδιάμεσο μέσο νερό [55-56].	42
Σχήμα 37: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM: a) διπλού αυλού b) πλακοειδής c) συμπαγής σωλήνων με περύγια [57].	43
Σχήμα 38: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM κελύφους – ελικοειδούς σωλήνα [58].	43
Σχήμα 39: Κατηγοριοποίηση PCMs' [62-63].	45
Σχήμα 40: Διάγραμμα ροής υπολογισμού ενεργειακών μεγεθών ORC.	51
Σχήμα 41: Συντελεστής διόρθωσης $F(P,R)$ [69].	53
Σχήμα 42: Διαγράμματα T-s για υποψήφια εργαζόμενα ρευστά: R1234yf (πάνω - αριστερά), R1234ze(E) (πάνω - δεξιά), R1233zd(E) (κάτω).	61
Σχήμα 43: Διαγράμματα Q-T συμπυκνωτή ORC για υποψήφια εργαζόμενα ρευστά: R1234yf (πάνω - αριστερά), R1234ze(E) (πάνω - δεξιά), R1233zd(E) (κάτω).	62
Σχήμα 44: Διαγράμματα Q-T ατμοποιητή HP για υποψήφια εργαζόμενα ρευστά: R1234yf (πάνω - αριστερά), R1234ze(E) (πάνω - δεξιά), R1233zd(E) (κάτω).	63
Σχήμα 45: Διαγράμματα Q-T εναλλάκτη PCM για υποψήφια εργαζόμενα ρευστά: R1234yf (πάνω - αριστερά), R1234ze(E) (πάνω - δεξιά), R1233zd(E) (κάτω).	64
Σχήμα 46: Αντλίες D-10 της εταιρίας Hydra-Cell [24].	65
Σχήμα 47: Χαρακτηριστικές καμπύλες αντλίας D-10 της Hydra-Cell [24].	66
Σχήμα 48: Μοντέλο ZR760KCE-FWM της εταιρίας Copeland [39].	67
Σχήμα 49: Διαγράμματα Pareto για διάφορα ρευστά και θερμοκρασίες PCM για εναλλάκτη με μικρό Pinch Point (3 K): LCOS – $\epsilon_{\pi}$ (πάνω), SIC - $\epsilon_{\pi}$ (κάτω).	74
Σχήμα 50: Διαγράμματα Pareto για διάφορα ρευστά και θερμοκρασίες PCM για εναλλάκτη με μεσαίο Pinch Point (9 K): LCOS – $\epsilon_{\pi}$ (πάνω), SIC - $\epsilon_{\pi}$ (κάτω).	75
Σχήμα 51: Διαγράμματα Pareto για διάφορα ρευστά και θερμοκρασίες PCM για εναλλάκτη με μεγάλο Pinch Point (15 K): LCOS – $\epsilon_{\pi}$ (πάνω), SIC - $\epsilon_{\pi}$ (κάτω).	76
Σχήμα 52: Διαγράμματα για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή και θερμοκρασίες PCM για αντλία με χαμηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης (0.50): LCOS – $\epsilon_{\pi}$ (πάνω), SIC – $\epsilon_{\pi}$ (μέση), πηλίκο βαθμών απόδοσης (κάτω).	79
Σχήμα 53: Διαγράμματα για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή και θερμοκρασίες PCM για αντλία με μεσαίο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης (0.60): LCOS – $\epsilon_{\pi}$ (πάνω), SIC – $\epsilon_{\pi}$ (μέση), πηλίκο βαθμών απόδοσης (κάτω).	80
Σχήμα 54: Διαγράμματα για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή και θερμοκρασίες PCM για αντλία με υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης (0.70): LCOS – $\epsilon_{\pi}$ (πάνω), SIC – $\epsilon_{\pi}$ (μέση), πηλίκο βαθμών απόδοσης (κάτω).	81
Σχήμα 55: Διαγράμματα για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή και θερμοκρασίες PCM (κοινά για οποιοδήποτε ισεντροπικό βαθμό απόδοσης αντλίας): πηλίκο COP (πάνω), πηλίκο ογκομετρικών λόγων (κάτω).	82
Σχήμα 56: Διάγραμμα πίτας για επιμερισμό του συνολικού κόστους επένδυσης.	85
Σχήμα 57: Επιμερισμός κόστους σε €. .	85
Σχήμα 58: Σύγκριση LCOS συστήματος αποθήκευσης θερμότητας μέσω συμπίεσης αερίου για διάταξη 100 MW/400 MWh, 365 κύκλων λειτουργίας το χρόνο, και τιμή αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας ίση με 0,03 €/kWh σε σύγκριση με άλλες τεχνολογίες αποθήκευσης (τιμές 2017) [11].	87

Σχήμα 59: Σύγκριση LCOS διαφόρων τεχνολογιών αποθήκευσης για συγκεκριμένες παραμέτρους (τιμές 2014) [78]. ..... 88

## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

<i>Πίνακας 1: Περιβαλλοντικές ιδιότητες δύο δημοφιλών ρευστών [14].</i>	28
<i>Πίνακας 2: Δημοφιλή ρευστά με εναλλακτικά τους.</i>	29
<i>Πίνακας 3: Περιβαλλοντικές και θερμοδυναμικές ιδιότητες εναλλακτικών ρευστών [15], [16], [17], [18], [19], [20].</i>	29
<i>Πίνακας 4: Ιδιότητες διαφόρων τύπων PCM της σειράς S [66].</i>	45
<i>Πίνακας 5: Συνθήκες λειτουργίας κατά την προκαταρκτική μελέτη.</i>	60
<i>Πίνακας 6: Χαρακτηριστικά μοντέλων αντλίας σειράς D-10 της Hydra-Cell [24].</i>	65
<i>Πίνακας 7: Συσχετίσεις υπολογισμού για τα επιμέρους κόστη επένδυσης.</i>	69
<i>Πίνακας 8: Συνθήκες λειτουργίας και παράμετροι συστήματος.</i>	72
<i>Πίνακας 9: Τελικά αποτελέσματα βασικών μεγεθών.</i>	84

## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

$\dot{m}$	Παροχή μάζας	kg/s
$\dot{V}$	Παροχή όγκου	m <sup>3</sup> /s
$\dot{V}_{ratio}$	Λόγος όγκων	-
$A$	Επιφάνεια	m <sup>2</sup>
$C$	Κόστος	€
$chr g_{hours}$	Χρόνος πλήρους φόρτισης	h
$COP$	Coefficient of Performance - Συντελεστής απόδοσης	-
$d$	Πυκνότητα	kg/m <sup>3</sup>
$E$	Ηλεκτρική ενέργεια	kWh
$eff$	Βαθμός απόδοσης	-
$F$	Συντελεστής διόρθωσης	-
$h$	Ειδική ενθαλπία	kJ/kg
$Invest$	Κόστος επένδυσης	€
$LCOE$	Levelized Cost of Electricity – Σταθμισμένο Κόστος Ηλεκτρικής Ενέργειας	€/kWh
$LCOS$	Levelized Cost of Storage – Σταθμισμένο Κόστος Αποθήκευσης	€/kWh
$LMTD$	Logarithmic Mean Temperature Difference – Μέση Λογαριθμική Διαφορά Θερμοκρασίας	K
$n_{years}$	Διάρκεια ζωής	έτη
$offpeak_{price}$	Τιμή αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας κατά τις ώρες χαμηλής ζήτησης (off-peak)	€/kWh
$p$	Απόλυτη πίεση	bar <sub>a</sub>
$P$	Ηλεκτρική ισχύς	kW
$P$	Συντελεστής διόρθωσης	-
$PP$	Pinch Point	K
$Q$	Θερμική ισχύς	kW
$r$	Επιτόκιο προεξόφλησης	-
$R$	Συντελεστής διόρθωσης	-
$s$	Ειδική εντροπία	J/kg·K
$SIC$	Specific Investment Cost – Ανηγμένο Κόστος επένδυσης	€/kW
$tank_{capacity}$	Χωρητικότητα μονάδας αποθήκευσης	kWh
$T$	Απόλυτη Θερμοκρασία	K
$U$	Ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας	W/m <sup>2</sup> K
$x$	Ξηρότητα	-
<u>Ελληνικά Σύμβολα</u>		
$\delta m$	Διαφορά παροχής μάζας	kg/s
$\Delta p$	Διαφορά πίεσης	bar
$\Delta T$	Διαφορά θερμοκρασίας	K
$\varepsilon$	Βαθμός απόδοσης	-
$\eta$	Βαθμός απόδοσης	-
<u>Δείκτες</u>		
$air$	Αέρας	
$amb$	Περιβάλλον	
$carnot$	Απόδοση Carnot	

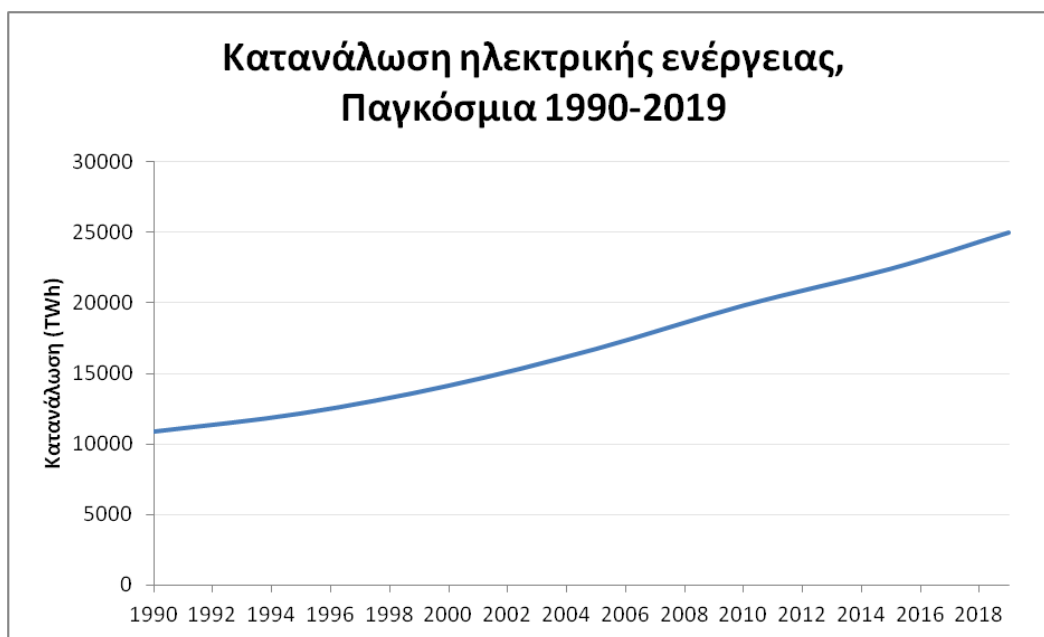
<i>comp</i>	Συμπιεστής	
<i>cond</i>	Συμπύκνωση	
<i>el</i>	Ηλεκτρικός/ή	
<i>evap</i>	Ατμοποίηση	
<i>exp</i>	Εκτονωτής	
<i>fan</i>	Ανεμιστήρας	
<i>HP</i>	Αντλία Θερμότητας	
<i>in</i>	Εσωτερικός/ή	
<i>is</i>	Ισεντροπικός	
<i>net</i>	Καθαρή απόδοση	
<i>old</i>	Προηγούμενο	
<i>ORC</i>	Οργανικός Κύκλος Rankine	
<i>out</i>	Εξωτερικός/ή	
<i>P2P</i>	Κυκλική (Ετήσια) απόδοση (Power-to-Power)	
<i>PCM</i>	Phase Change Material – Υλικό Αλλαγής Φάσης	
<i>pump</i>	Αντλία	
<i>rt</i>	Κυκλική (Ετήσια) απόδοση (round-trip)	
<i>sbc</i>	Υπόψυξη	
<i>sh</i>	Υπερθέρμανση	
<i>source</i>	Πηγή θερμότητα	
<i>TES</i>	Αποθήκευση Θερμική Ενέργεια	
<i>tot</i>	Συνολικό	
<i>waste</i>	Απορριπτόμενη	
<i>water</i>	Νερό	
<u>Ακρωνύμια</u>		
<i>aCAES</i>	Adiabatic Compressed Air Energy Storage – Αδιαβατική Συμπίεση Αέρα	
<i>dCAES</i>	Diabatic Compressed Air Energy Storage – Διαβατική Συμπίεση Αέρα	
<i>GWP</i>	Global Warming Potential – Δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη	
<i>HEX</i>	Heat Exchanger – Εναλλάκτης Θερμότητας	
<i>HFC</i>	Hydrofluorocarbons – Υδροφθοράνθρακες	
<i>HFO</i>	Hydrofluoro-olefins – Υδροφθορο-ολεφίνες	
<i>HP</i>	Heat Pump – Αντλία Θερμότητας	
<i>ODP</i>	Ozone Depletion Potential – Δυναμικό εξάντλησης του όζοντος	
<i>ORC</i>	Organic Rankine Cycle – Οργανικός Κύκλος Rankine	
<i>P2T</i>	Power to Thermal – Ηλεκτρική σε Θερμική ενέργεια	
<i>PCM</i>	Phase Change Material – Υλικό Αλλαγής Φάσης	
<i>PHES</i>	Pumped Heat Energy Storage – Αποθήκευση Θερμότητας μέσω Συμπίεσης Αερίου	
<i>PHS</i>	Pumped Hydroelectricity Storage – Αντλησιοταμίευση	
<i>T2P</i>	Thermal to Power – Θερμική σε Ηλεκτρική ενέργεια	
<i>TES</i>	Thermal Energy Storage – Αποθήκευση Θερμικής Ενέργειας	
<i>VRF</i>	Vanadium Redox Flow – Οξειδοαναγωγή Βαναδίου	
<i>ΑΠΕ</i>	Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας	
<i>ΕΕ</i>	Ευρωπαϊκή Ένωση	

$\Phi/B$	Φωτοβολταϊκά	
----------	--------------	--

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

## 1.1 Γενικά

Τα τελευταία χρόνια παρατηρείται ολοένα και μεγαλύτερη παραγωγή και κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, τόσο στις ανεπτυγμένες όσο και στις αναπτυσσόμενες χώρες. Το παρακάτω διάγραμμα δείχνει την μεταβολή στην ετήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας τις τρεις τελευταίες δεκαετίες παγκοσμίως.

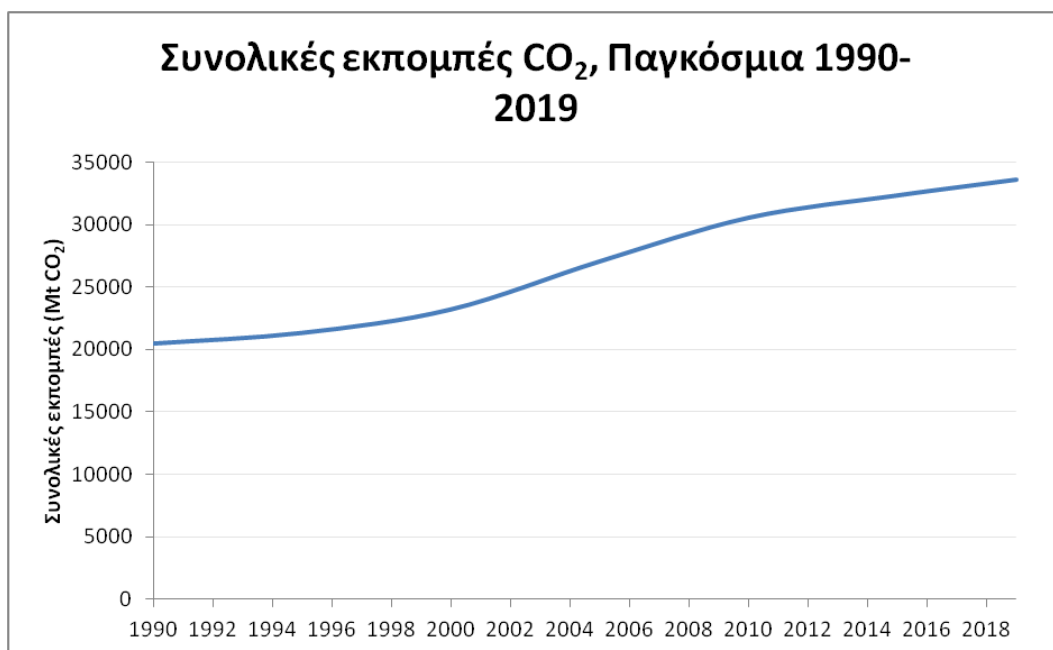


Σχήμα 1: Μεταβολή ετήσιας κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας παγκοσμίως κατά το διάστημα 1990-2019 [1].

Εύκολα παρατηρείται ότι η κατανάλωση συνεχώς αυξάνεται (~150% μέσα σε τρεις δεκαετίες), παρά τις μικρές περιόδους σταθεροποίησης οι οποίες οφείλονται σε φαινόμενα όπως η παγκόσμια οικονομική κρίση (2009) και άλλους κοινωνικούς/οικονομικούς παράγοντες. Αυτό είναι λογικό, διότι η οικονομική και κοινωνική ανάπτυξη απαιτούν ολοένα και μεγαλύτερα ποσά ενέργειας (μετακινήσεις, βιομηχανία, οικιακή κατανάλωση, κ.ά.).

Λόγω αυτής της ταχείας αύξησης στην κατανάλωση, όμως, πηγάζουν σημαντικά προβλήματα, πολλές φορές ζωτικής σημασίας για τις κοινωνίες και την ανθρωπότητα ολόκληρη. Το σημαντικότερο από αυτά είναι οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα ( $\text{CO}_2$ ), που προκαλούνται, κατά κύριο λόγο, από την καύση ορυκτών καυσίμων. Όπως είναι γνωστό, οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα συμβάλουν καθοριστικά στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και, συνεπώς, στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Το παρακάτω διάγραμμα δείχνει τις συνολικές ετήσιες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα παγκοσμίως τις τρεις τελευταίες δεκαετίες.





Σχήμα 2: Συνολικές ετήσιες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα παγκοσμίως κατά το διάστημα 1990-2019 [1].

Αντίστοιχα με το προηγούμενο διάγραμμα της κατανάλωσης ενέργειας, οι εκπομπές CO<sub>2</sub> ακολουθούν παρόμοια αυξητική πορεία τα τελευταία χρόνια (~75% μέσα σε τρεις δεκαετίες). Το πρόβλημα αυτό προφανώς επιβάλλει τη λήψη σημαντικών μέτρων.

Σε επίπεδο Ευρωπαϊκής Ένωσης (ΕΕ), η Ευρωπαϊκή Επιτροπή έχει θέσει σε εφαρμογή εδώ και δύο χρόνια την ‘Ευρωπαϊκή Πράσινη Συμφωνία’ [2]. Πρόκειται για μια δέσμευση των 27 κρατών μελών της ΕΕ ώστε να μετατραπεί η Ευρώπη σε κλιματικά ουδέτερη ήπειρο έως το 2050. Προς αυτή την κατεύθυνση, έναν πιο κοντινό στόχο αποτελεί και η δέσμευση για μείωση των εκπομπών κατά, τουλάχιστον, 55% έως το 2030, σε σχέση με τα επίπεδα του 1990.

Δεδομένου ότι η παραγωγή και χρήση ενέργειας ευθύνεται για το 75% των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου, κρίνεται απαραίτητη η απανθρακοποίηση (decarbonization) του ενεργειακού μας συστήματος προκειμένου να επιτευχθούν οι φιλόδοξοι στόχοι που αναφέρθηκαν [2]. Στον τομέα της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας κάτι τέτοιο μπορεί να επιτευχθεί μόνο με τη χρήση φιλικών προς το περιβάλλον πηγών ενέργειας, όπως οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (Α.Π.Ε).

Σε συνδυασμό με την εγκατάσταση Α.Π.Ε., θεωρείται σκόπιμο να ανακτάται, παράλληλα, απορριπτόμενη ενέργεια στο περιβάλλον από διάφορες διεργασίες που δεν αξιοποιούν επαρκώς τα ποσά ενέργειας που καταναλώνουν (ηλιακοί συλλέκτες, αεριοστροβιλικές μονάδες, κ.ά.).

Τέλος, η ευρεία ανάπτυξη Α.Π.Ε., λόγω της στοχαστικότητας που τις διακρίνει (κατά τόπους ηλιοφάνεια, εναλλαγές ανέμου, κ.ά.), θα πρέπει να συνοδευτεί από αντίστοιχη ανάπτυξη συστημάτων αποθήκευσης ενέργειας. Οι μπαταρίες, η αντλησιοταμίευση, η αποθήκευση θερμότητας, αποτελούν λίγες μόνο από τις τεχνολογίες αποθήκευσης που έχουν αναπτυχθεί μέχρι σήμερα.

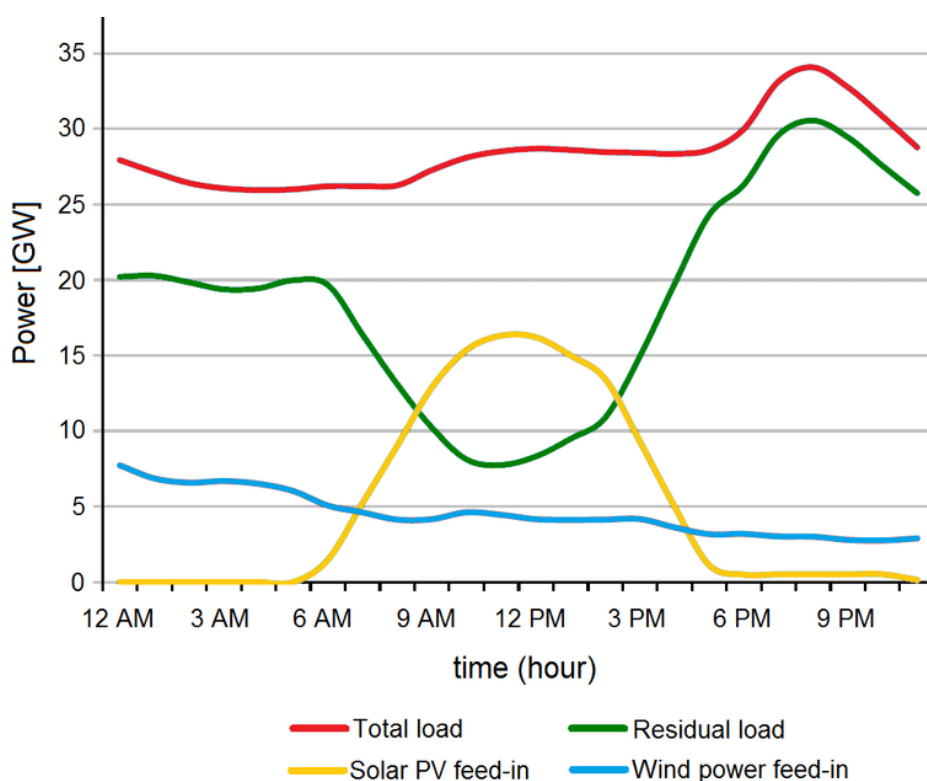
Στην παρούσα εργασία, μελετάται η αξιοποίηση της περίσσειας ηλεκτρικής ενέργειας από Α.Π.Ε, σε συνδυασμό με ανάκτηση θερμότητας από ηλιακούς συλλέκτες, με σκοπό την αποθήκευση θερμικής ενέργειας και την μετέπειτα αξιοποίησή της για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

## 1.2 Αξιοποίηση πλεονάζουσας ηλεκτρικής ενέργειας

Όπως αναφέρθηκε, η παραγόμενη από Α.Π.Ε. ηλεκτρική ενέργεια χαρακτηρίζεται από έντονη στοχαστικότητα, γεγονός που σημαίνει ότι η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από αυτές είναι συχνά ‘απρόβλεπτη’ και δεν συμπίπτει πάντοτε με τις ανάγκες της ζήτησης. Αυτό οδηγεί, πολλές φορές, σε περικοπές της παραγόμενης ενέργειας από τις μονάδες Α.Π.Ε., καθώς και στη μείωση της ελκυστικότητας για τέτοιου είδους επενδύσεις.

Σε ημερήσια κλίμακα, για παράδειγμα, η παραγόμενη ενέργεια από φωτοβολταϊκά (Φ/Β) μεγιστοποιείται κατά τις μεσημβρινές ώρες, όπου και η ηλιακή ακτινοβολία είναι μέγιστη. Η ζήτηση, όμως, εκείνες τις ώρες είναι σχετικά χαμηλή.

Στο παρακάτω διάγραμμα η κόκκινη γραμμή δείχνει το συνολικό φορτίο που πρέπει να καλυφθεί κάθε ώρα σε μια περιοχή. Θεωρώντας ότι η παραγόμενη αιολική ενέργεια είναι σχεδόν σταθερή κάθε ώρα της ημέρας (μπλε γραμμή) και η παραγόμενη ενέργεια από Φ/Β (κίτρινη γραμμή) συνεισφέρει μόνο τις ώρες ηλιοφάνειας, προκύπτει το υπολειπόμενο φορτίο που πρέπει να καλυφθεί από άλλες μορφές ενέργειας (πράσινη γραμμή). Αυτή η καμπύλη, όμως παρουσιάζει σημαντική πτώση κατά τις πρωινές – μεσημεριανές ώρες και απότομη αύξηση κατά τις απογευματινές ώρες. Μάλιστα η καμπύλη αυτή παρομοιάζει το σχήμα μιας πάπιας, γι’ αυτό και ονομάζεται ‘Duck curve’. Το φαινόμενο γίνεται εντονότερο όσο αυξάνεται η διείσδυση Φ/Β στο δίκτυο.

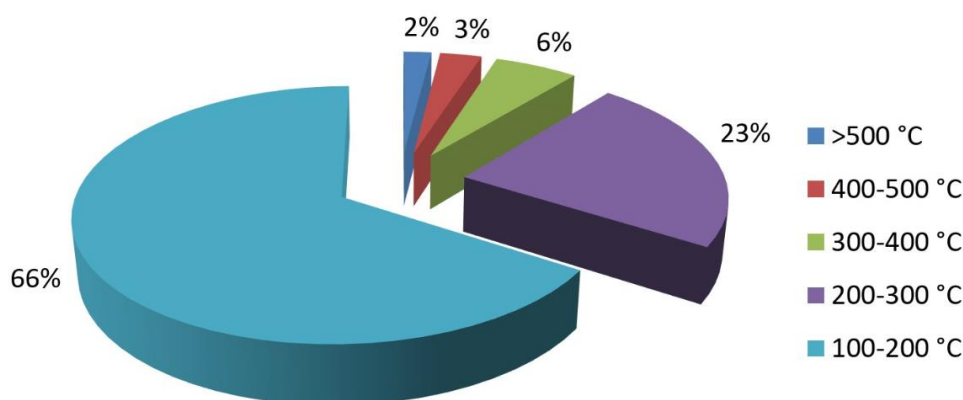


Σχήμα 3: Το πρόβλημα Duck curve [3].

Εύκολα γίνεται αντιληπτό ότι οι απότομες μεταβολές του φορτίου μέσα στη μέρα δεν είναι επιθυμητές, καθώς πρέπει να καλυφθούν από ευέλικτες μονάδες συμβατικών καυσίμων, οι οποίες έχουν υψηλό λειτουργικό κόστος. Συνεπώς, η αποθήκευση της πλεονάζουσας ηλεκτρικής ενέργειας τις μεσημβρινές ώρες και η αξιοποίησή της κατά τις ώρες αιχμής (απόγευμα - βράδυ) αποτελεί δελεαστική ιδέα, καθώς έτσι επιτυγχάνεται σημαντική εξομάλυνση των αιχμών φορτίου.

### 1.3 Αξιοποίηση θερμότητας

Παράλληλα με την ανάγκη αξιοποίησης της περίσσειας ηλεκτρικής ενέργειας από Α.Π.Ε. και της αποθήκευσής της, υπάρχει η δυνατότητα αξιοποίησης ή και ανάκτησης θερμότητας διαφόρων θερμοκρασιών, με σκοπό την αύξηση της απόδοσης των μονάδων αποθήκευσης. Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται η κατανομή θερμοκρασίας της απορριπτόμενης θερμότητας από τη βιομηχανία στην ΕΕ.



Σχήμα 4: Κατανομή θερμοκρασίας απορριπτόμενης θερμότητας από τη βιομηχανία στην ΕΕ [4].

Παρατηρούμε ότι η μερίδα του λέοντος ανήκει στις χαμηλές θερμοκρασίες, 100-200 °C. Αν επιπλέον συμπεριληφθεί και ο οικιακός τομέας, το μερίδιο αυτό αυξάνεται ακόμα περισσότερο, καθώς εκεί συναντάμε ακόμα χαμηλότερες θερμοκρασίες. Συνεπώς, θεωρείται απαραίτητο να βρεθούν τρόποι εκμετάλλευσης της θερμότητας από διεργασίες χαμηλών θερμοκρασιών. Γενικότερα, οι πιο διαδεδομένες πηγές θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών είναι οι εξής:

- Γεωθεμία
- Ηλιακή ενέργεια
- Βιομάζα
- Απορριπτόμενη θερμότητα

Όλες οι ανωτέρω πηγές μπορούν να αξιοποιηθούν με τεχνολογίες όπως η Αντλία Θερμότητας (Heat Pump – HP) και ο Οργανικός Κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), οι οποίες θα αναλυθούν περαιτέρω στη συνέχεια.

#### **1.4 Σκοπός της εργασίας**

Σκοπός της παρούσας μεταπτυχιακής εργασίας είναι η οικονομοτεχνική μελέτη διάταξης αντιστρεπτής Αντλίας Θερμότητας – Οργανικού Κύκλου Rankine για την αποθήκευση ενέργειας σε μορφή θερμότητας (Μπαταρία Carnot), θερμοκρασίας μικρότερης των 100 °C. Η μονάδα αποθήκευσης σχεδιάζεται να χρησιμοποιεί Υλικό Αλλαγής Φάσης (Phase Change Material – PCM) με στόχο την αξιοποίηση της λανθάνουσας θερμότητας.

Η συγκεκριμένη διάταξη ευνοεί τη μείωση του σταθμισμένου κόστους αποθήκευσης ενέργειας (LCOS), καθώς ορισμένες συνιστώσες χρησιμοποιούνται αντιστρεπτά και στους δύο θερμοδυναμικούς κύκλους (HP – ORC). Επίσης τα υλικά αλλαγής φάσης που εξετάζονται (ένυδρα άλατα) θεωρούνται οικονομικότερα από άλλα συμβατικά (πχ. Παραφίνες) που χρησιμοποιούνται συχνά.

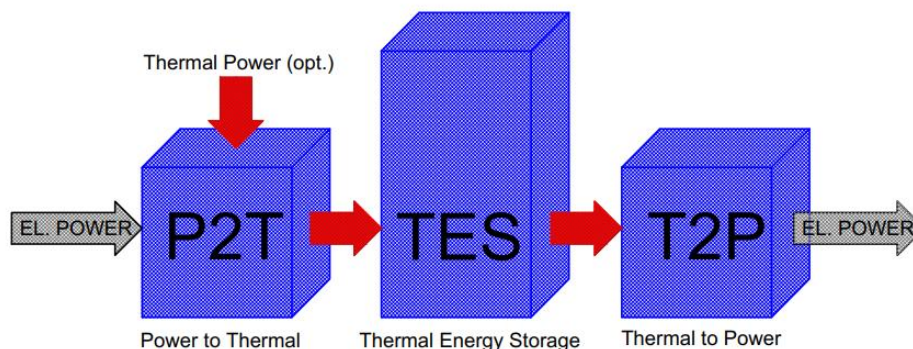
Τέλος, η επιλογή του εργαζόμενου θερμοδυναμικού μέσου γίνεται με γνώμονα περιβαλλοντικά κριτήρια, όπως χαμηλό Δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη (GWP) και χαμηλή ευφλεκτότητα.

Συνολικά, η εργασία στοχεύει να εντοπίσει τις βέλτιστες συνθήκες και παραμέτρους λειτουργίας μιας τέτοιας αποθηκευτικής διάταξης, καθώς και να διερευνήσει κατά πόσο είναι συμφέρουσα σε σχέση με άλλες τεχνολογίες αποθήκευσης.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΠΑΤΑΡΙΑΣ CARNOT

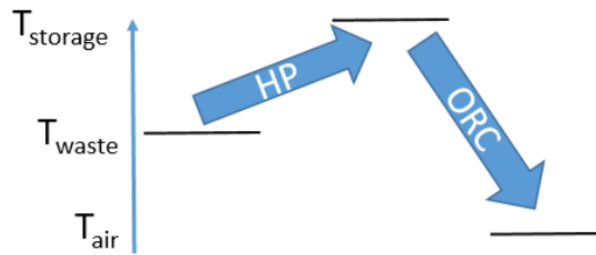
### 2.1 Γενικά

Η λογική ενός συστήματος μπαταρίας Carnot είναι ότι αξιοποιεί την πλεονάζουσα ηλεκτρική ενέργεια, μετατρέποντας και αποθηκεύοντάς τη σε μορφή θερμότητας. Στη συνέχεια μετατρέπει εκ νέου τη θερμική ενέργεια σε ηλεκτρική, ώστε να διοχετευθεί στο δίκτυο ή και να καταναλωθεί επί τόπου (πχ. οικιακοί καταναλωτές). Προκειμένου να αυξηθεί η συνολική απόδοση της μπαταρίας, είναι σκόπιμο να αξιοποιηθεί και πλεονάζουσα (απορριπτόμενη) θερμότητα από διάφορες διεργασίες [5], [6], [7]. Αυτό όμως δεν πρέπει να θεωρείται η κύρια αποστολή της μπαταρίας Carnot, που δεν είναι άλλη από την αποθήκευση και επαναχρησιμοποίηση ηλεκτρικής ενέργειας [8]. Συνεπώς, η αξιοποίηση πλεονάζουσας θερμότητας, αν και προαιρετική, θεωρείται αποδεκτή όσο δεν αλλοιώνει τον κύριο σκοπό της μπαταρίας. Η συγκεκριμένη μορφή αποτελεί τη λεγόμενη *μπαταρία Carnot με θερμική ενσωμάτωση (Thermally integrated Carnot Battery)*. Σχηματικά η λογική της μπαταρίας Carnot φαίνεται παρακάτω.



Σχήμα 5: Λογική μπαταρίας Carnot [9].

Στην περίπτωση που μελετάμε υπάρχει αξιοποίηση πλεονάζουσας (απορριπτόμενης) θερμότητας με σκοπό την αύξηση της απόδοσης. Ειδικότερα, χρησιμοποιείται κύκλος αντλίας θερμότητας για να αυξήσει τη θερμοκρασία της απορριπτόμενης θερμότητας μέχρι τη θερμοκρασία αποθήκευσης. Αυτή η χρήση απορριπτόμενης θερμότητας επιτρέπει στην αντλία θερμότητας να δουλέψει με μεγαλύτερη απόδοση, καθώς αυξάνει τη θερμοκρασία ατμοποίησης, μειώνοντας έτσι την ισχύ συμπίεσης [10]. Έπειτα, γίνεται αξιοποίηση της αποθηκευμένης θερμότητας μέσω οργανικού κύκλου Rankine. Λόγω της αξιοποίησης απορριπτόμενης θερμότητας, ο ORC λειτουργεί με μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά (αποθήκευση – περιβάλλον) από αυτήν της αντλίας θερμότητας αυξάνοντας την συνολική απόδοση του συστήματος. Ποιοτικά, η θερμοκρασιακή λειτουργία μιας μπαταρίας Carnot με θερμική ενσωμάτωση φαίνεται παρακάτω.



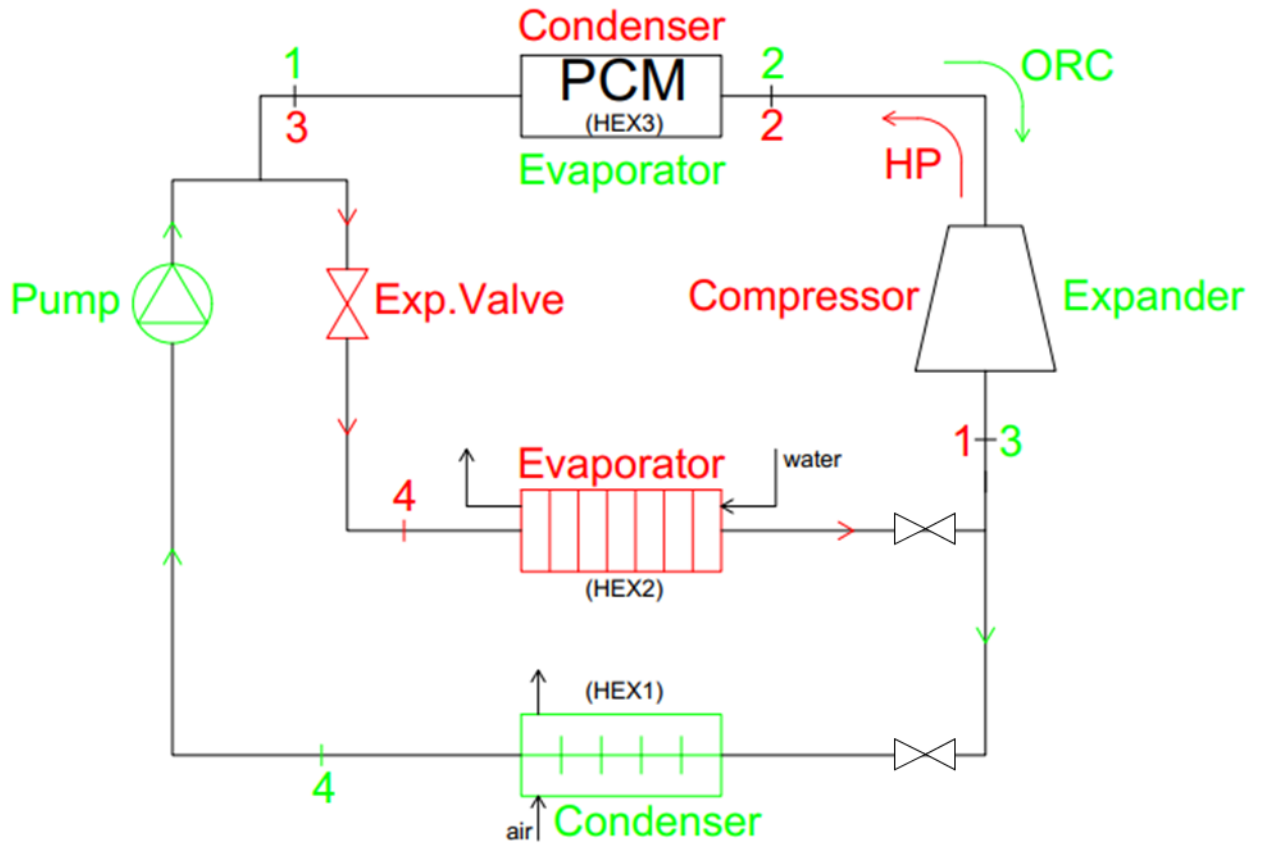
Σχήμα 6: Μπαταρία Carnot με θερμική ενσωμάτωση [5].

Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα, για την υλοποίηση του συστήματος χρησιμοποιείται διάταξη αντιστρεπτής Αντλίας Θερμότητας – Οργανικού Κύκλου Rankine όπου η αντλία θερμότητας και ο ORC ενσωματώνονται σε ένα κοινό σύστημα, ενώ η μονάδα αποθήκευσης χρησιμοποιεί Υλικό Αλλαγής Φάσης (PCM) με στόχο την αξιοποίηση της λανθάνουσας θερμότητας.

Το σύστημα λειτουργεί αντιστρεπτά, κατά τη φόρτιση και την αποφόρτιση της μπαταρίας, ως εξής:

- Φόρτιση → Λειτουργία HP
- Αποφόρτιση → Λειτουργία ORC

Το μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος φαίνεται στο Σχήμα 7 παρακάτω. Με κόκκινο φαίνεται το κύκλωμα κατά τη λειτουργία της φόρτισης (Heat Pump), ενώ με πράσινο το κύκλωμα κατά την αποφόρτιση (ORC). Είναι προφανές ότι η χρήση αντιστρεπτής διάταξης περιορίζει τις απαιτούμενες συνιστώσες, άρα και το συνολικό κόστος [11].

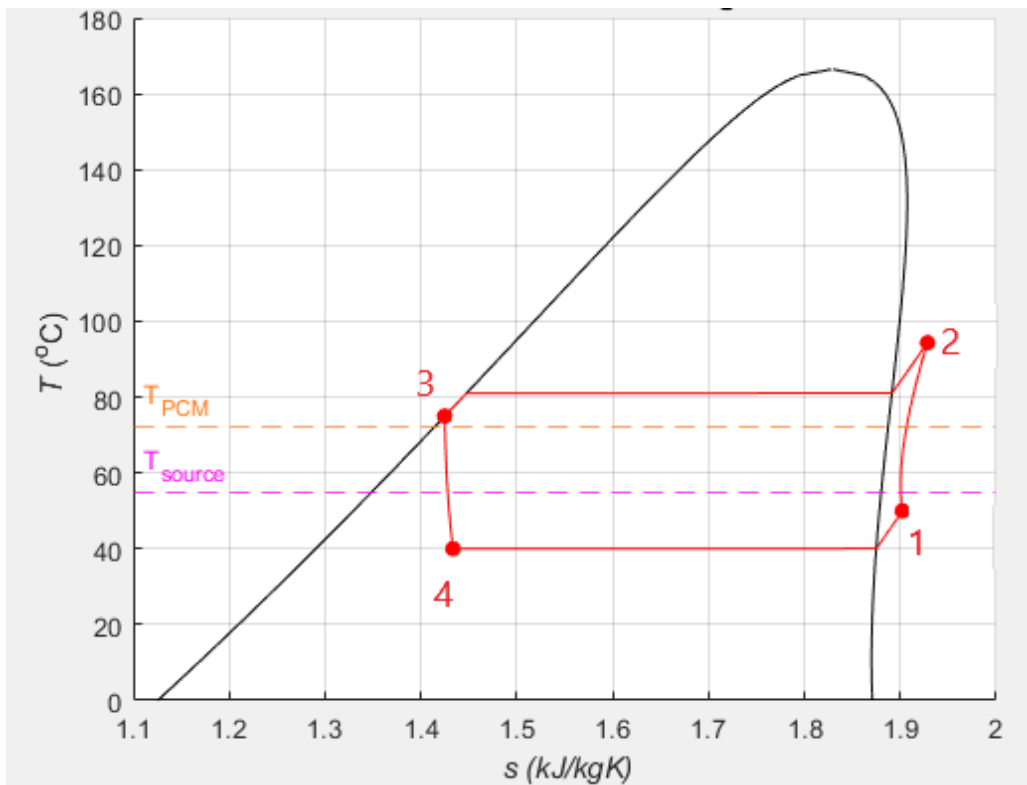


Σχήμα 7: Μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος.

## 2.2 Θερμοδυναμικός κύκλος

### 2.2.1 Λειτουργία HP – Φόρτιση

Κυρίως κατά τις μεσημβρινές ώρες της ημέρας, όταν και υπάρχει πλεόνασμα ηλεκτρικής ενέργειας από τα Φ/Β, η μπαταρία Carnot λειτουργεί ως αντλία θερμότητας αποθηκεύοντας θερμική ενέργεια. Ο ατμοποιητής (HEX2) απορροφά θερμότητα (απορριπτόμενη) από το θερμό νερό που προέρχεται από ήδη εγκατεστημένους ηλιακούς συλλέκτες (πηγή). Στη συνέχεια, ο συμπιεστής, χρησιμοποιώντας ηλεκτρική ενέργεια (πλεονάζουσα), ανυψώνει την πίεση και τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου πάνω από τη θερμοκρασία αποθήκευσης. Εκεί ο συμπυκνωτής (HEX3) προσδίδει θερμότητα στο PCM, όπου και αποθηκεύεται. Τέλος, το εργαζόμενο μέσο περνάει από την εκτονωτική βαλβίδα προκειμένου να πέσει η πίεση και να κλείσει ο κύκλος. Στο Σχήμα 8 οι τιμές θερμοκρασίας και ειδικής εντροπίας είναι ενδεικτικές, ενώ σημειώνονται και ενδεικτικές θερμοκρασίες της πηγής θερμότητας ( $T_{source}$ ) και του PCM ( $T_{PCM}$ ).

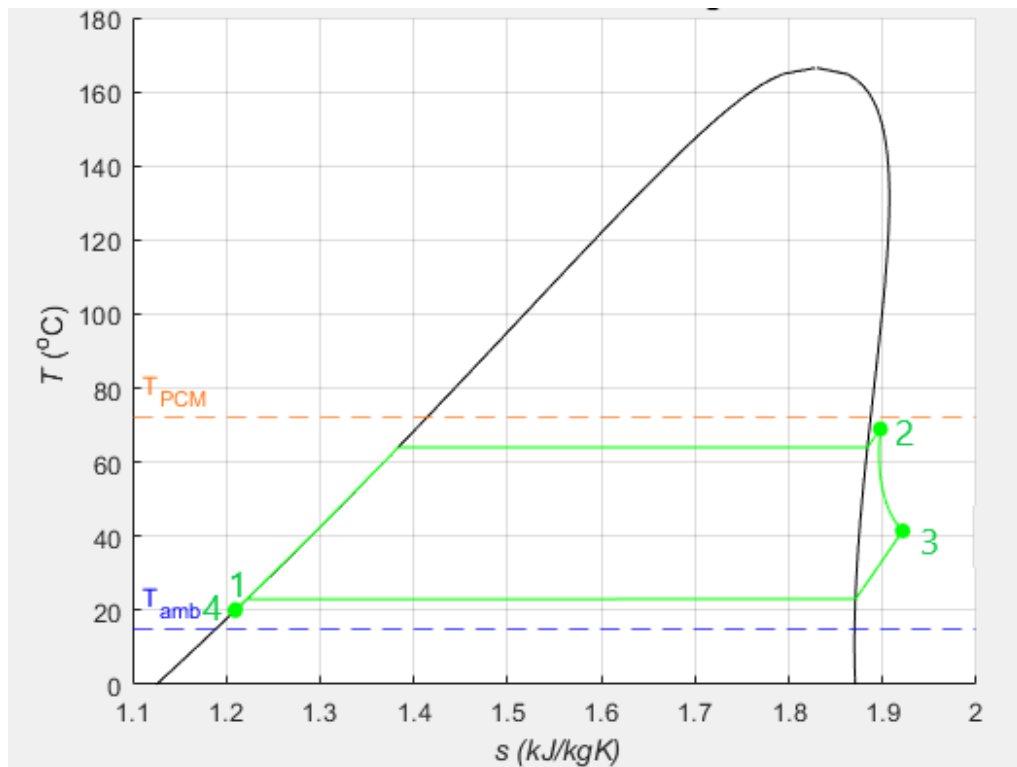


Σχήμα 8: Φόρτιση – Λειτουργία ΗΡ.

### 2.2.2 Λειτουργία ORC – Αποφόρτιση

Κατά τις βραδινές κυρίως ώρες, όπου η ζήτηση είναι αυξημένη, η μπαταρία Carnot λειτουργεί αντίστροφα ως οργανικός κύκλος Rankine. Συγκεκριμένα, η θερμότητα που είναι αποθηκευμένη στο PCM μεταφέρεται μέσω του ατμοποιητή (HEX3) στο εργαζόμενο μέσο. Έπειτα εκτονώνεται παράγοντας ηλεκτρική ενέργεια, ενώ αμέσως μετά οδηγείται στον συμπυκνωτή (HEX1) όπου και απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον. Τέλος, μέσω της τροφοδοτικής αντλίας αυξάνεται ξανά η πίεσή του ώστε να κλείσει ο κύκλος. Στο Σχήμα 9 οι τιμές θερμοκρασίας και εντροπίας είναι ενδεικτικές, ενώ ομοίως σημειώνονται οι θερμοκρασίες του PCM ( $T_{PCM}$ ) και του περιβάλλοντος ( $T_{amb}$ ).



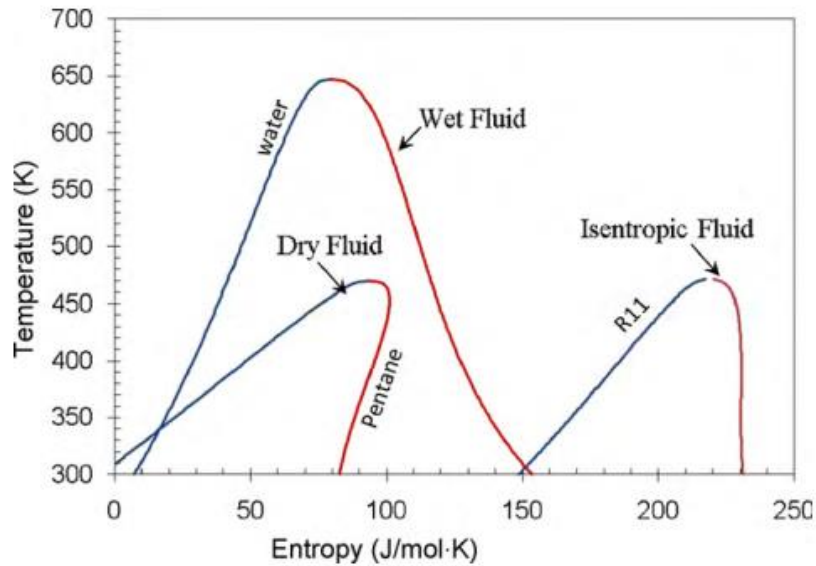


Σχήμα 9: Αποφόρτιση – Λειτουργία ORC.

### 2.3 Εργαζόμενο μέσο

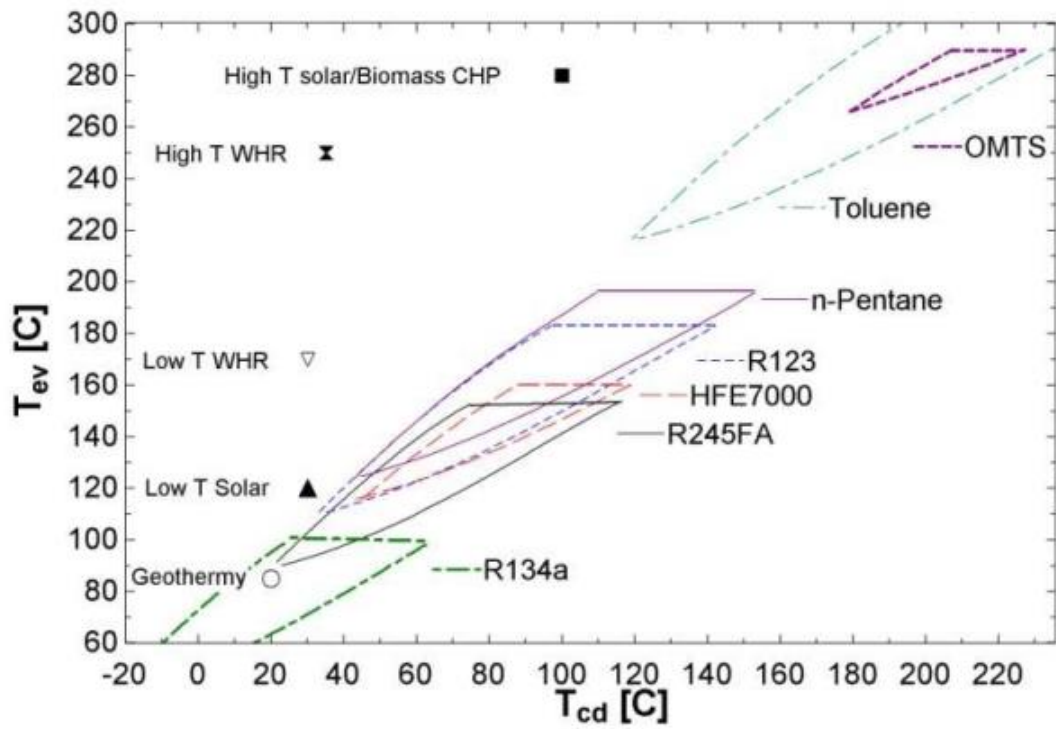
Η επιλογή εργαζόμενου μέσου είναι εξαιρετικά σημαντική για τη βέλτιστη και ασφαλή λειτουργία του θερμοδυναμικού κύκλου. Λόγω του μεγάλου αριθμού εργαζόμενων μέσων που συναντάμε στο εμπόριο κρίνεται απαραίτητη μια αρχική διαλογή που θα επιτρέψει την μετέπειτα παραμετρική μελέτη και σύγκριση ανάμεσα στα τελικά υποψήφια ρευστά. Η διαλογή αυτή γίνεται με βάση ορισμένα κριτήρια.

- **Χαρακτηριστικά καμπύλης κορεσμού:** Με βάση την κλίση της καμπύλης κορεσμένου ατμού στο διάγραμμα T-s, τα εργαζόμενα ρευστά χωρίζονται σε τρία είδη: ξηρά, ισηντροπικά και υγρά (Σχήμα 10). Στα συστήματα ORC γενικά δεν προτιμώνται τα υγρά ρευστά, προκειμένου να αποφευχθεί η δημιουργία υγρών σταγονιδίων μέσα στον εκτονωτή κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης. Η χρήση ‘πολύ ξηρών’ ρευστών από την άλλη μειώνει σημαντικά την απόδοση του κύκλου, καθώς ο ατμός στην έξοδο του εκτονωτή είναι ‘πολύ υπέρθερμος’ και έτσι, ο συμπυκνωτής πρέπει να λειτουργήσει με μεγαλύτερο φορτίο προκειμένου να μειώσει τη θερμοκρασία και να συμπυκνώσει το ρευστό [12]. Κατά τη λειτουργία ως Αντλία Θερμότητας ισχύουν περίπου τα αντίστροφα, συνεπώς η διαλογή μεταξύ των ρευστών επικεντρώνεται κυρίως στα ισηντροπικά.

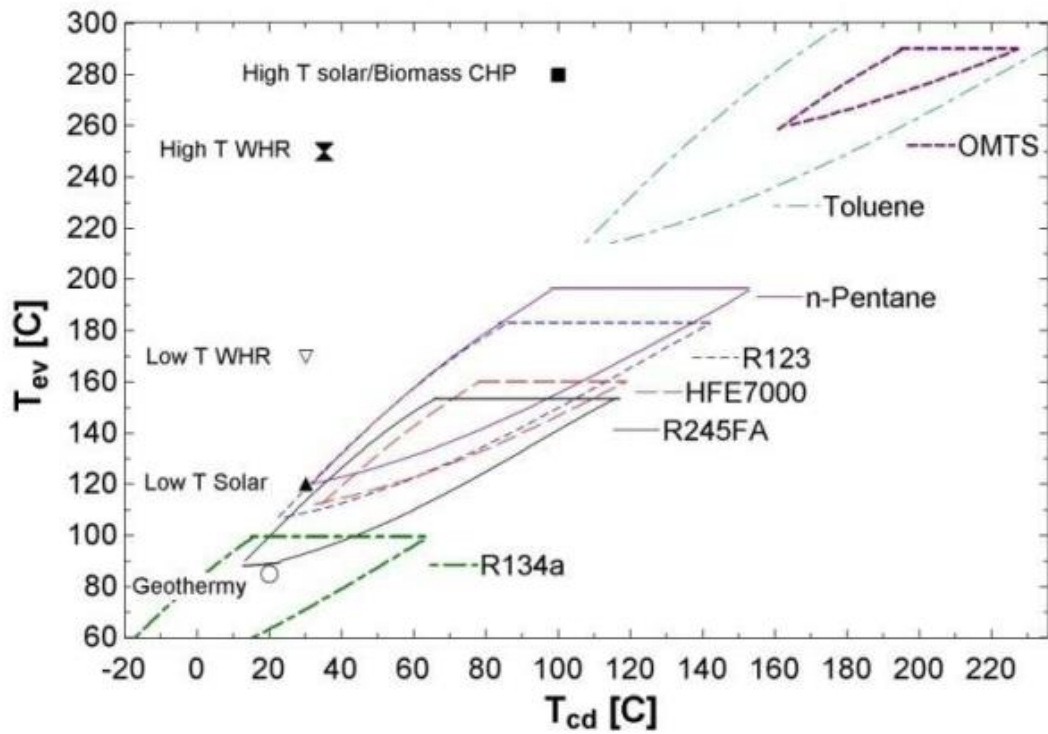


Σχήμα 10: Τρεις τύποι εργαζόμενων ρευστών: ξηρά, ισεντροπικά και υγρά [12].

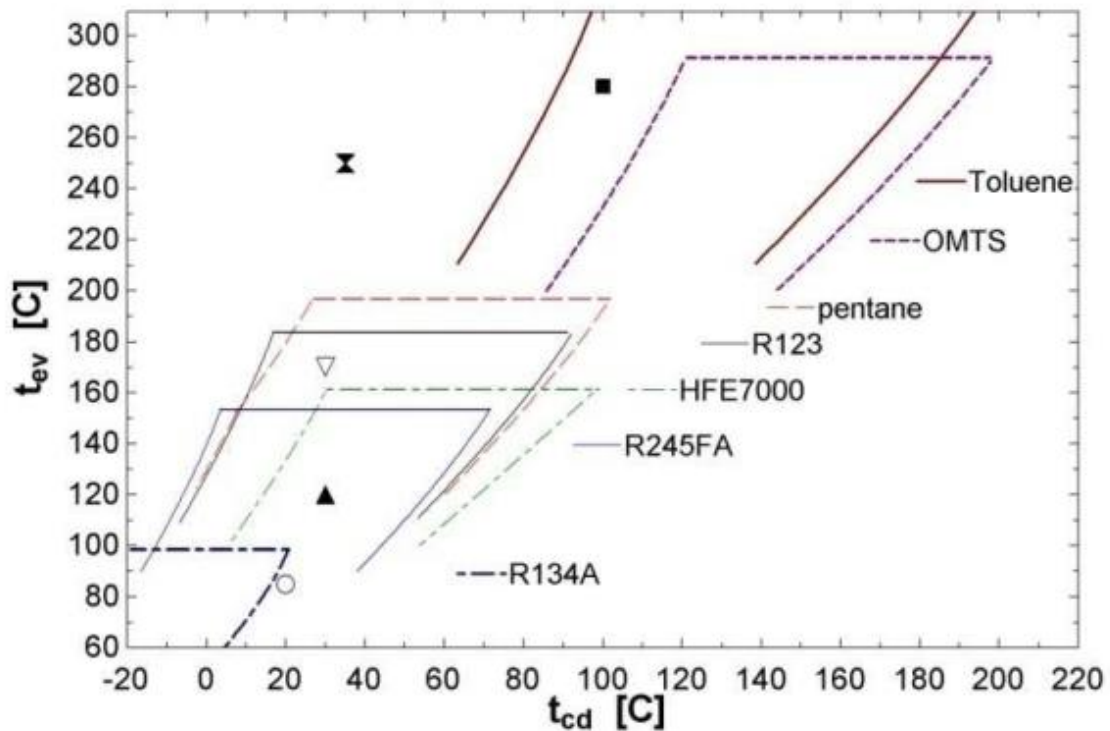
- Συνθήκες λειτουργίας συστήματος:** Με βάση τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος πρέπει φυσικά να επιλεγούν ρευστά με τις αντίστοιχες περιοχές επιτρεπτής λειτουργίας. Οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης του εργαζόμενου μέσου καθορίζουν σε μεγάλο βαθμό την τελική διαλογή. Οι περιοχές επιτρεπτής λειτουργίας του κάθε μέσου εμφανίζουν μικρές διαφοροποιήσεις ανάλογα με τον τύπο του συμπιεστή/εκτονωτή που θα επιλέξουμε. Στα παρακάτω σχήματα φαίνονται οι χάρτες λειτουργίας, δηλαδή διαγράμματα επιτρεπτών θερμοκρασιών συμπύκνωσης – ατμοποίησης, για ορισμένα κοινά ρευστά ανάλογα με τον τύπο της μηχανής εκτόνωσης. Σε κάθε ένα συμβολίζονται ενδεικτικά και οι πιθανές εφαρμογές ενός κύκλου ORC.



Σχήμα 11: Χάρτης λειτουργίας ρευστών για σπειροειδή εκτονωτή (scroll) [13].



Σχήμα 12: Χάρτης λειτουργίας ρευστών για κοχλιωτό εκτονωτή (screw) [13].



Σχήμα 13: Χάρτης λειτουργίας ρευστών για στρόβιλο ακτινικής εισροής (radial inflow turbine) [13].

Δεδομένου ότι η μπαταρία Carnot που μελετάται αξιοποιεί θερμό νερό και ανυψώνει τη θερμοκρασία του μέσω της αντλίας θερμότητας ώστε να αποθηκευτεί στο PCM σε θερμοκρασία μικρότερη των 100 °C, μπορούμε να θεωρήσουμε σε πρώτη φάση ως υποψήφια ρευστά το R134a και το R245fa. Και τα δύο αυτά εργαζόμενα μέσα είναι ευρέως διαδεδομένα σε εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών.

- Περιβαλλοντικά κριτήρια:** Με βάση τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις των εργαζόμενων μέσων δίνεται προτεραιότητα στα ρευστά που είναι φιλικά προς το περιβάλλον. Αυτό σημαίνει ότι κατά κύριο λόγο θα προτιμηθούν αυτά με το χαμηλότερο δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη (Global Warming Potential – GWP) και μηδενικό δυναμικό εξάντλησης του όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP) [38]. Τα δύο ρευστά που αναφέρθηκαν νωρίτερα, παρόλο που οι θερμοδυναμικές τους ιδιότητες είναι κατάλληλες για την προκειμένη εφαρμογή, έχουν πολύ υψηλό GWP, όπως φαίνεται παρακάτω (Πίνακας 1):

Πίνακας 1: Περιβαλλοντικές ιδιότητες δύο δημοφιλών ρευστών [14].

Εργαζόμενο ρευστό (HFCs)	GWP	ODP
R-134a	1300	0
R-245fa	1030	0

Συνεπώς η μελέτη θα επικεντρωθεί σε εναλλακτικά ρευστά που έχουν παρόμοιες θερμοδυναμικές ιδιότητες με τα R134a και R245fa, αλλά με σαφώς καλύτερες περιβαλλοντικές ιδιότητες. Αυτά είναι τα παρακάτω:

Πίνακας 2: Δημοφιλή ρευστά με εναλλακτικά τους.

Δημοφιλές ρευστό	Εναλλακτικό ρευστό	Πηγή
R-134a	R-1234yf	[15]
	R-1234ze(E)	
R-245fa	R-1233zd(E)	[16]

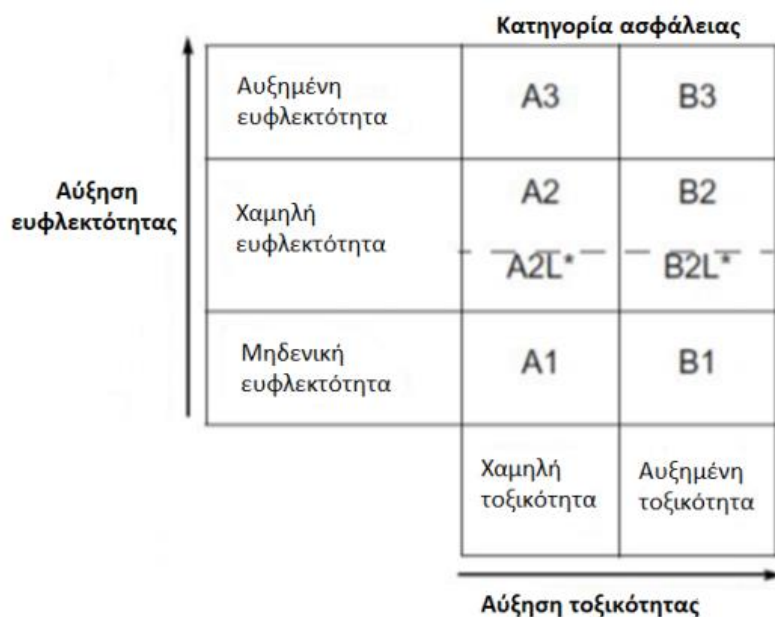
Παρακάτω (Πίνακας 3) φαίνονται οι περιβαλλοντικές, μαζί με ορισμένες θερμοδυναμικές ιδιότητες των εναλλακτικών εργαζόμενων μέσων που αναφέρθηκαν.

Πίνακας 3: Περιβαλλοντικές και θερμοδυναμικές ιδιότητες εναλλακτικών ρευστών [15], [16], [17], [18], [19], [20].

Εργαζόμενο ρευστό (HFOs)	GWP	ODP	Κρίσιμη πίεση (bar)	Κρίσιμη θερμοκρασία (°C)	Θερμοκρασία βρασμού για πίεση ίση με 1,01325 bar (°C)
R-1234yf	4	0	33,82	94,7	-29,45
R-1234ze(E)	4	0	36	111	-19
R-1233zd(E)	1	0	36,2	166,45	17,92

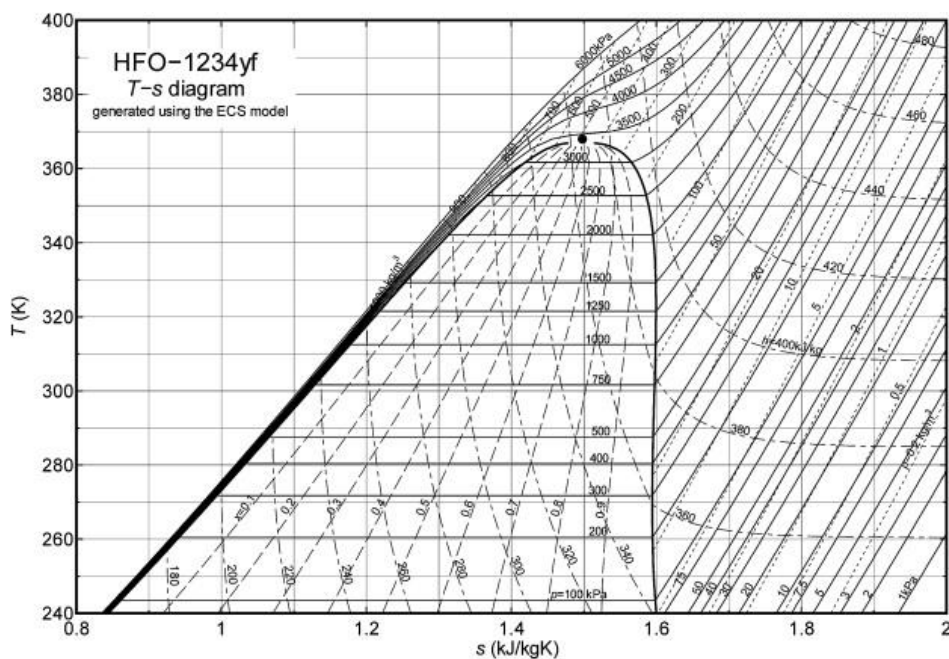
Επιπλέον, είναι σημαντικό να ληφθεί υπόψη η κρίσιμη θερμοκρασία και κρίσιμη πίεση, καθώς πρέπει το ρευστό να δουλεύει υποκρίσιμα. Επίσης η θερμοκρασία βρασμού σε πίεση περιβάλλοντος δείχνει την ελάχιστη θερμοκρασία που μπορεί να εργαστεί το ρευστό αν επικρατήσει πίεση ίση με 1 atm. Η κατώτερη πίεση θα πρέπει να είναι σε κάθε περίπτωση υψηλότερη από το περιβάλλον ώστε να μην υπάρξει εισροή αέρα στο σύστημα [79].

- **Ασφάλεια:** Με βάση την ασφάλεια, κατά τα πρότυπα της ASHRAE, τα τρία ρευστά που μελετάμε βρίσκονται στην κατηγορία A2L (Σχήμα 14). Αυτό σημαίνει ότι έχουν χαμηλή τοξικότητα, ενώ η ευφλεκτότητα είναι χαμηλή, όχι όμως μηδενική που είναι το ιδανικό. Συγκεκριμένα το γράμμα 'L' σημαίνει ότι η μέγιστη ταχύτητα καύσης είναι μικρότερη των 10 cm/s [18], [21].

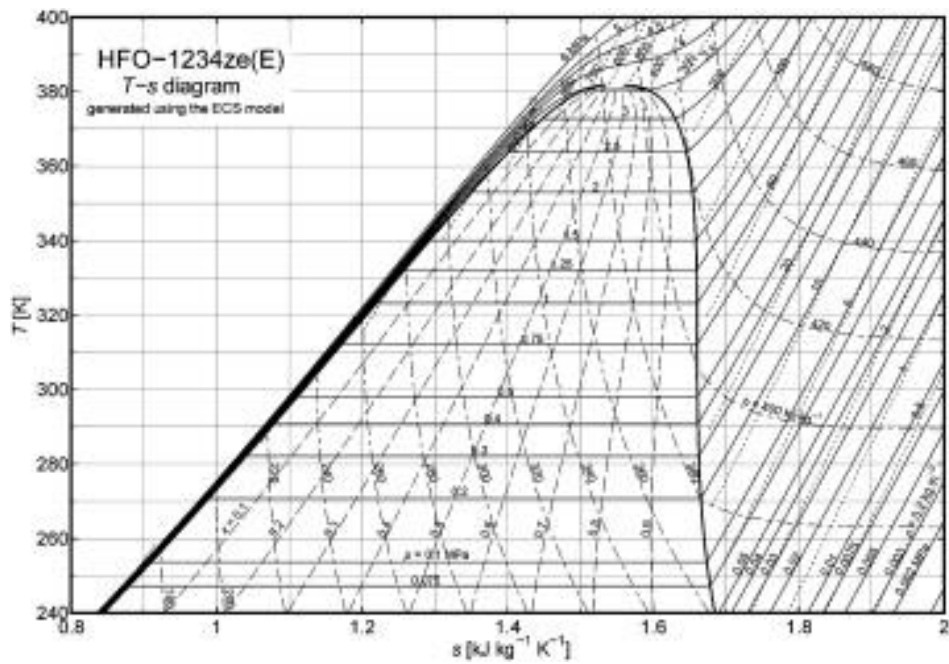


Σχήμα 14: Πρότυπο τυποποίησης ασφαλείας κατά ASHRAE (Standard 34) [18], [21].

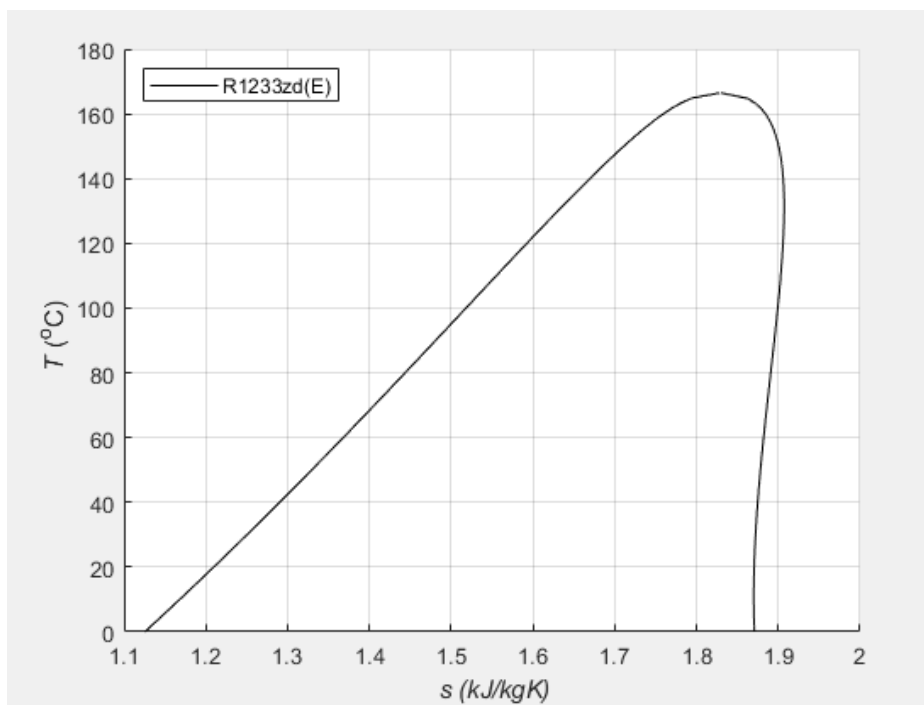
Τελικά, με βάση όλα τα παραπάνω, καταλήγουμε ότι τα τρία εναλλακτικά ρευστά που αναφέρθηκαν πληρούν όλες τις προϋποθέσεις ώστε να αποτελέσουν υποψήφια εργαζόμενα μέσα του τελικού κύκλου που θα μελετηθεί στη συνέχεια. Οι καμπύλες κορεσμού σε διάγραμμα T-s για το καθένα φαίνονται παρακάτω.



Σχήμα 15: Καμπύλη κορεσμού R-1234yf [22].



Σχήμα 16: Καμπύλη κορεσμού R-1234ze(E) [23].



Σχήμα 17: Καμπύλη κορεσμού R-1233zd(E).

## 2.4 Επιμέρους συνιστώσες συστήματος

Στις παρακάτω ενότητες, παρουσιάζονται ορισμένα στοιχεία για τις βασικές συνιστώσες του μελετώμενου συστήματος. Σημειώνεται ότι αναλυτική διαστασιολόγησή τους γίνεται σε επόμενη ενότητα.

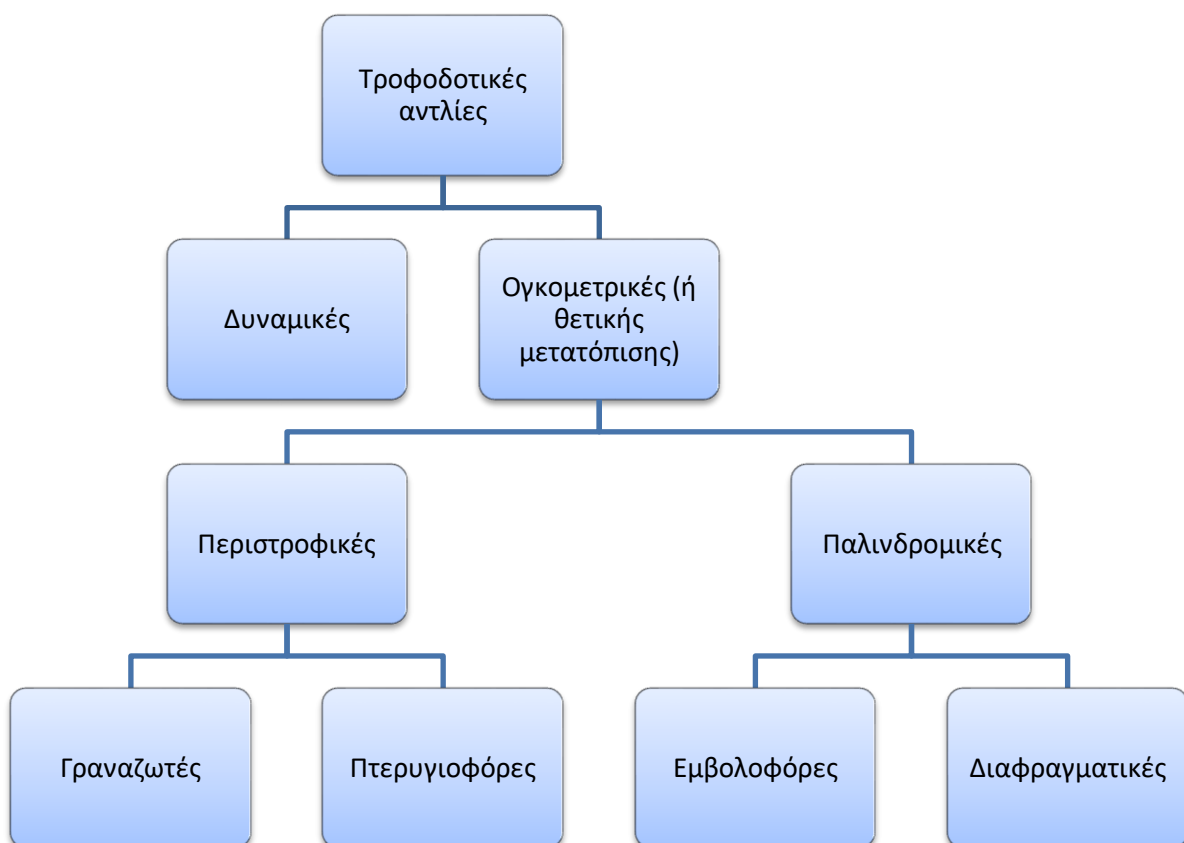


### 2.4.1 Αντλία

Η τροφοδοτική αντλία συμμετέχει στη λειτουργία του συστήματος μόνο κατά την αποφόρτιση, δηλαδή όταν ο κύκλος λειτουργεί ως ORC. Σκοπός της αντλίας είναι η αύξηση της πίεσης του υγρού ρευστού μετά τη συμπύκνωση, ώστε να εισέλθει στη συνέχεια στον ατμοποιητή.

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 18 παρακάτω, οι τροφοδοτικές αντλίες χωρίζονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες. Τις δυναμικές και τις ογκομετρικές (ή θετικής μετατόπισης). Οι δυναμικές προσδίδουν συνεχώς κινητική ενέργεια στο ρευστό που διακινούν, η οποία ανακτάται πριν την κατάθλιψη με τη μορφή πίεσης. Μπορούν να διακινήσουν μεγάλες παροχές, αλλά με χαμηλή ή μέση πίεση της τάξεως του 1 bar. Αντιθέτως, οι ογκομετρικές προσδίδουν ενέργεια στο ρευστό περιοδικά και έτσι μπορούν να πετύχουν υψηλή πίεση διακινώντας μικρότερες παροχές [25]. Στην εφαρμογή που μελετάμε οι πιέσεις που επικρατούν κατά την ατμοποίηση προσεγγίζουν ή ακόμα και υπερβαίνουν τα 10 bar. Αντιθέτως οι παροχές είναι γενικά μικρές, συνεπώς είναι προφανές ότι προτιμώνται οι ογκομετρικές αντλίες.

Αυτές με τη σειρά τους χωρίζονται σε δύο κατηγορίες, ανάλογα με την μηχανική της κίνησής τους, σε περιστροφικές και παλινδρομικές. Στην πρώτη κατηγορία συναντώνται οι γριναζωτές και οι πτερυγιοφόρες, ενώ στη δεύτερη οι εμβολοφόρες και οι διαφραγματικές [25], [40].



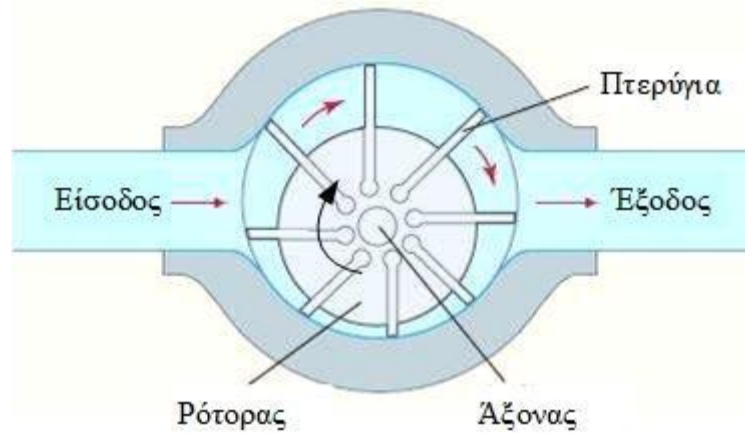
Σχήμα 18: Κατηγοριοποίηση αντλιών.



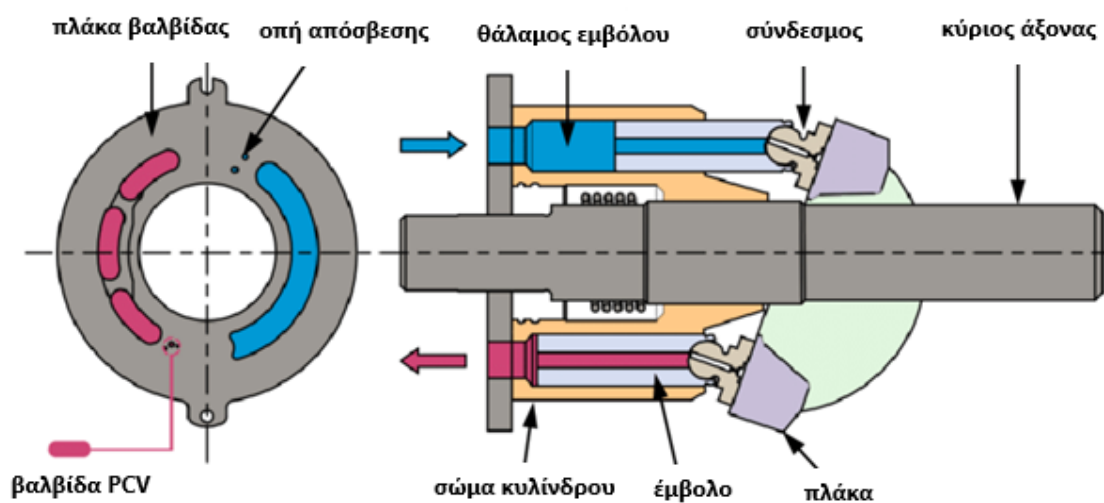
Στα παρακάτω σχήματα φαίνονται οι τομές και η εσωτερική λειτουργία κάθε μιας από τις παραπάνω τέσσερις διαφορετικές αντλίες που αναφέρθηκαν.



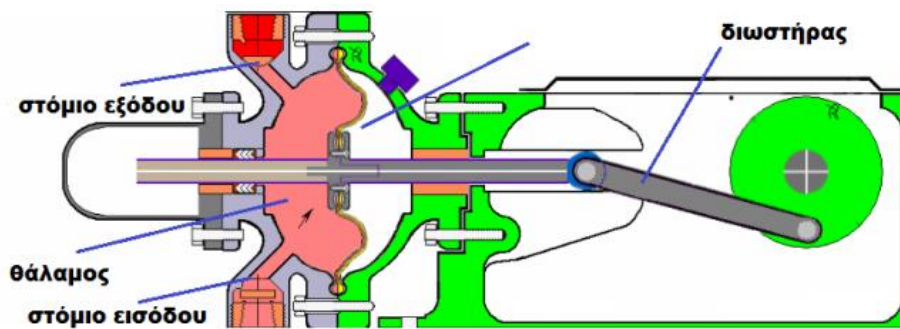
Σχήμα 19: Τομή και λειτουργία γραναζωτής αντλίας [27].



Σχήμα 20: Τομή και λειτουργία περνογιφόρας αντλίας [25], [28].



Σχήμα 21: Τομή και λειτουργία εμβολοφόρας αντλίας αξονικού τύπου [29].

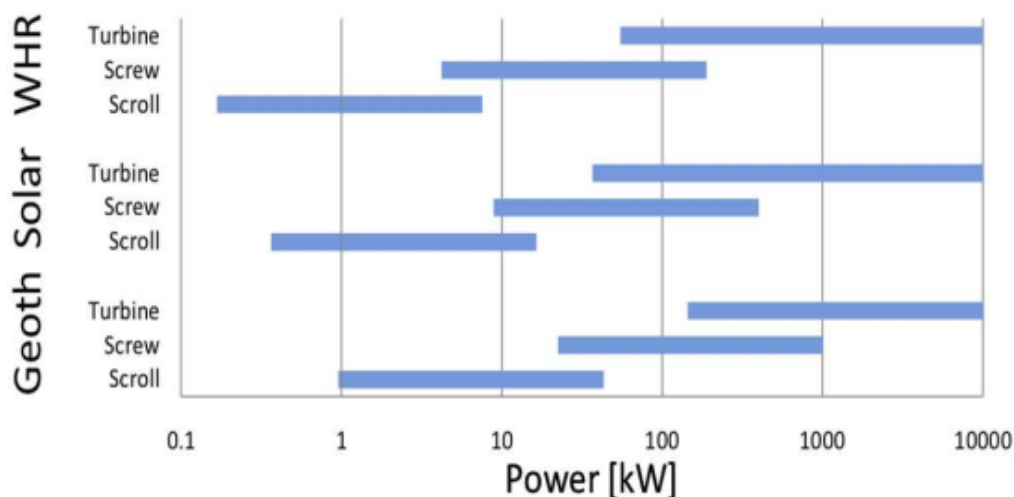


Σχήμα 22: Τομή διαφραγματικής αντλίας με μηχανική οδήγηση [30], [40].

Με βάση τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος και σύμφωνα με παρόμοιες μελέτες από τη βιβλιογραφία ([25], [26], [30]), επιλέχθηκε η αντλία που θα χρησιμοποιεί η συγκεκριμένη εγκατάσταση να είναι διαφραγματική. Η επιλογή συγκεκριμένου μοντέλου και εταιρίας παρουσιάζεται σε επόμενη ενότητα.

#### 2.4.2 Συμπιεστής/Εκτονωτής

Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα, η κάθε εφαρμογή αξιοποίησης θερμότητας εκτός από διαφορετικά εργαζόμενα μέσα απαιτεί και τη χρήση διαφορετικής μηχανής για τη συμπίεση/εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Ενδεικτικά για έναν κύκλο ORC, αναλόγως της παραγόμενης ισχύος και της πηγής θερμότητας, υπάρχουν διαφορετικοί τύποι μηχανών εκτόνωσης που συνιστώνται, όπως φαίνεται στο Σχήμα 23.



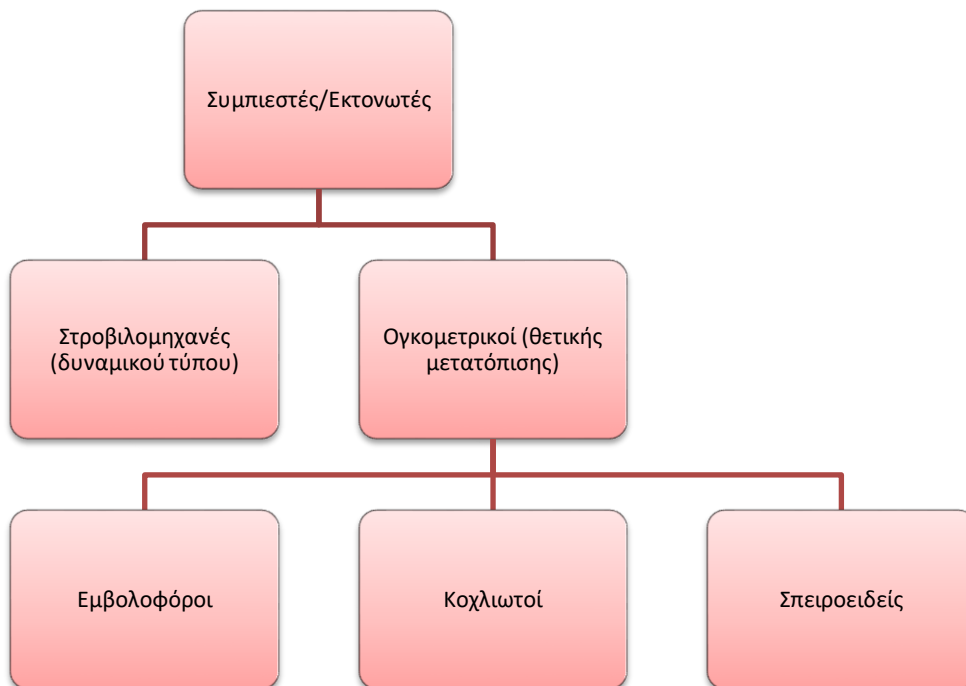
Σχήμα 23: Επιτρεπτό εύρος ισχύος για εφαρμογές ORC χαμηλής θερμοκρασίας και κάθε τύπο μηχανής εκτόνωσης [13].

Στην εφαρμογή που μελετάμε, προκειμένου να μειωθεί το κόστος, υπάρχει μία μόνο μηχανή που θα λειτουργεί κατά τη φόρτιση αλλά και κατά την αποφόρτιση. Αυτό υλοποιείται μέσω ενός συμπιεστή που, με κατάλληλη τροποποίηση, λειτουργεί και αντίστροφα ως εκτονωτής. Σκοπός του συμπιεστή κατά τη λειτουργία HP είναι να ανυψώσει τη θερμοκρασία (πίεση) του εργαζόμενου μέσου, καταναλώνοντας (περίσσεια) ηλεκτρική ενέργεια. Αντίστροφα, κατά τη

λειτουργία ORC ως εκτονωτής αυτή τη φορά, σκοπό έχει την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μέσω της εκτόνωσης του ρευστού.

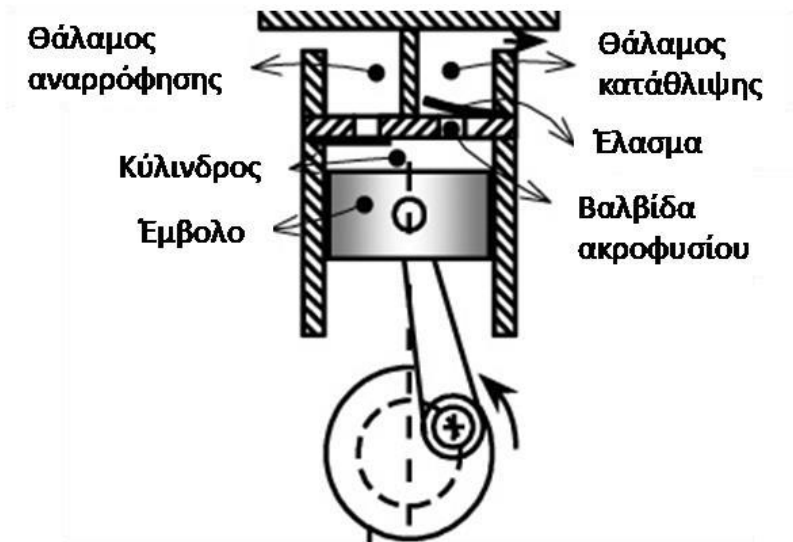
Όπως και οι τροφοδοτικές αντλίες έτσι και οι συμπιεστές διακρίνονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες, τις στροβιλομηχανές (δυναμικού τύπου) και τους ογκομετρικούς συμπιεστές (θετικής μετατόπισης) (Σχήμα 24). Στις στροβιλομηχανές η μεταβολή της συστροφής του ρευστού μετατρέπεται σε κινητική ενέργεια και στις συνέχεια σε εσωτερική, ενώ η λειτουργία των ογκομετρικών συμπιεστών είναι ίδια με αυτή των αντλιών.

Στις εφαρμογές Αντλίας Θερμότητας μερικών δεκάδων kW, όπως η παρούσα, προτιμούνται οι ογκομετρικοί συμπιεστές, καθώς διακινούν μικρότερες παροχές ενώ προσδίδουν επαρκή αύξηση πίεσης. Συγκεκριμένα, στους ογκομετρικούς συμπιεστές συναντάμε κυρίως τους εμβολοφόρους, τους κοχλιωτούς και τους σπειροειδείς.

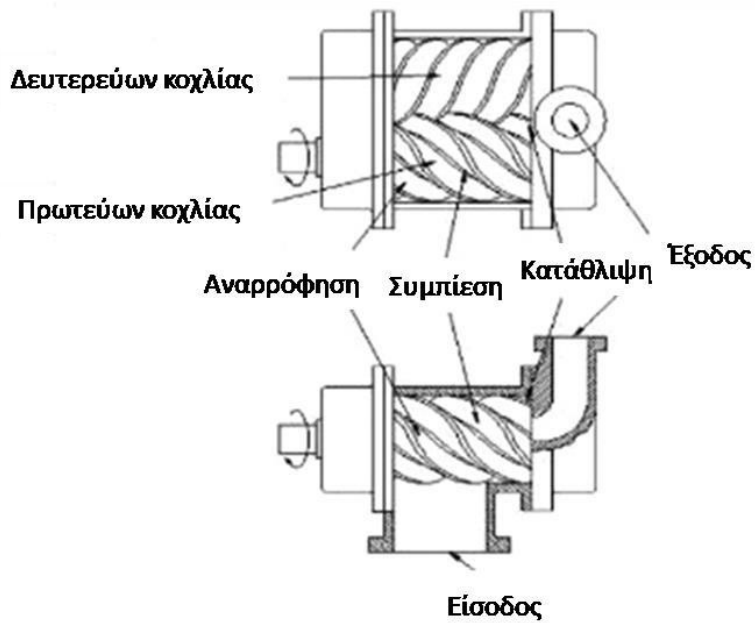


Σχήμα 24: Κατηγοριοποίηση συμπιεστών/εκτονωτών.

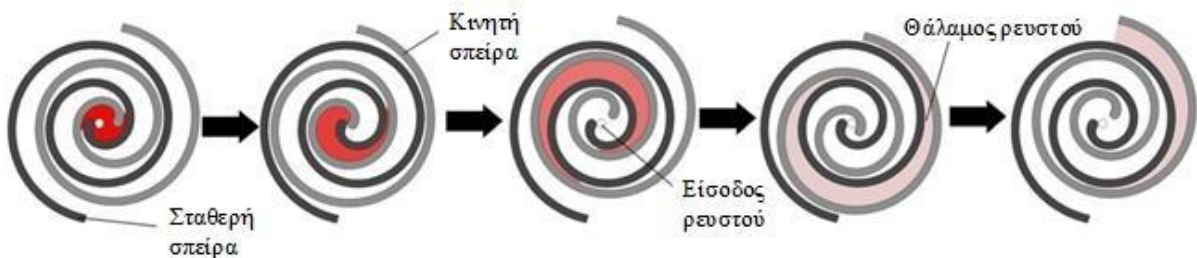
Στα παρακάτω σχήματα φαίνονται οι τομές και η εσωτερική λειτουργία κάθε ενός από τους παραπάνω τρεις διαφορετικούς συμπιεστές που αναφέρθηκαν.



Σχήμα 25: Τομή εμβολοφόρου συμπιεστή [32], [33].

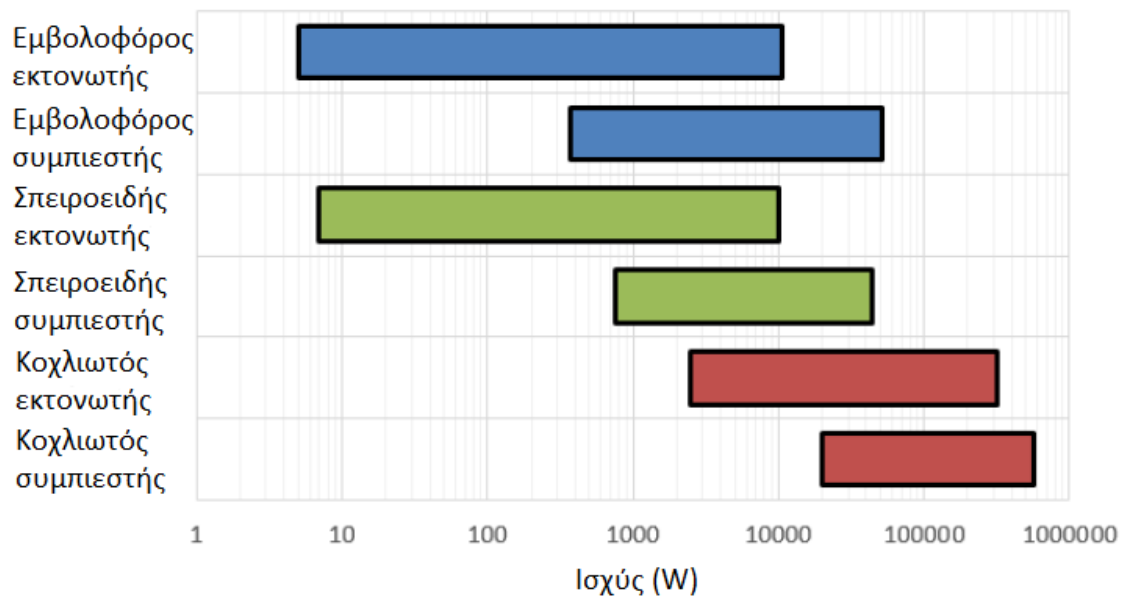


Σχήμα 26: Τομή και λειτουργία κοχλιωτού συμπιεστή [32], [34].



Σχήμα 27: Τομή και λειτουργία σπειροειδή συμπιεστή [25], [35].

Στο Σχήμα 28 παρακάτω φαίνεται το εύρος βέλτιστης λειτουργίας κάθε τύπου μηχανής ανάλογα με την εγκατεστημένη ισχύ.



Σχήμα 28: Κατανομή της αποδοτικής λειτουργίας διαφόρων ειδών εκτονωτή και συμπιεστή ανάλογα με την εγκατεστημένη ισχύ [18], [31].

Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι ο κάθε τύπος συμπιεστή παρουσιάζει και ορισμένα μειονεκτήματα. Για παράδειγμα, οι εμβολοφόροι διαθέτουν πολλά κινούμενα μέρη και βαλβίδες οπότε απαιτείται συχνή συντήρηση, οι κοχλιωτοί έχουν αυξημένο κόστος διότι η κατασκευή τους είναι περίπλοκη, ενώ οι σπειροειδείς λόγω της απλότητας κατασκευής τους έχουν περιορισμένο εύρος δυνατοτήτων [36], [37].

Λαμβάνοντας υπόψη όλα τα παραπάνω καταλήγουμε στην επιλογή συμπιεστή/εκτονωτή σπειροειδή τύπου (scroll). Η επιλογή συγκεκριμένου μοντέλου και εταιρίας παρουσιάζεται σε επόμενη ενότητα.

### 2.4.3 Εκτονωτική βαλβίδα

Η εκτονωτική βαλβίδα συμμετέχει στη λειτουργία του συστήματος μόνο κατά τη φόρτιση, δηλαδή όταν ο κύκλος λειτουργεί ως αντλία θερμότητας. Σκοπός της εκτονωτικής βαλβίδας είναι αφενός να κατεβάζει την πίεση του εργαζόμενου ρευστού, καταστρέφοντας εξέργεια, πριν την είσοδό του στον ατμοποιητή, προκειμένου να κλείσει ο κύκλος και αφετέρου να ελέγχει την ακριβή ποσότητα του ρευστού που διέρχεται, ώστε να αποφευχθεί υπερφόρτιση της μονάδας [59]. Οι βαλβίδες εκτόνωσης διακρίνονται σε θερμοστατικές, αυτόματες, ηλεκτρονικές και τριχοειδείς σωλήνες, με τις πιο διαδεδομένες να είναι οι θερμοστατικές [60]. Μια τυπική θερμοστατική βαλβίδα εκτόνωσης φαίνεται στο Σχήμα 29 παρακάτω. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας δεν πραγματοποιείται περαιτέρω ανάλυση για την επιλογή εκτονωτικής βαλβίδας.



Σχήμα 29: Θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα [61]

#### 2.4.4 Εναλλάκτες θερμότητας

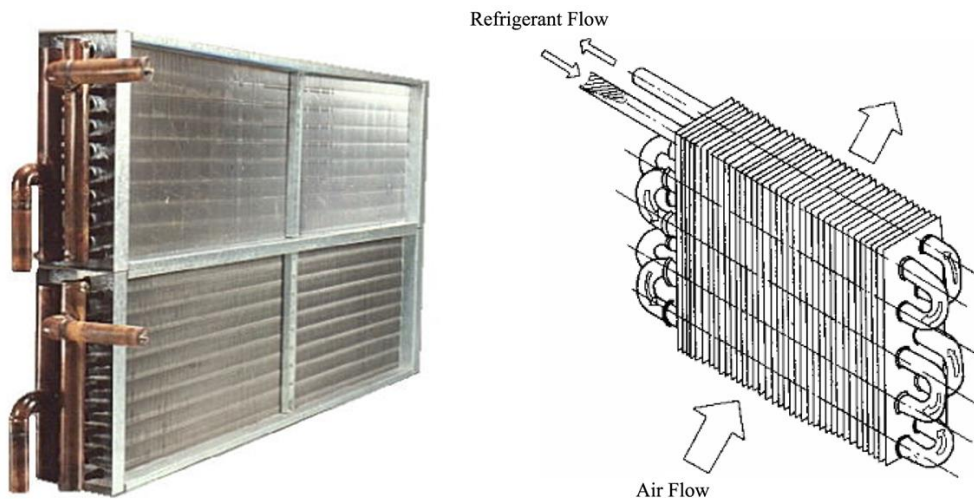
Σκοπός των εναλλακτών θερμότητας σε έναν θερμοδυναμικό κύκλο είναι η μετάδοση θερμότητας από ένα υλικό ή ρευστό σε ένα άλλο. Η μετάδοση γίνεται πάντα από την υψηλότερη στη χαμηλότερη θερμοκρασία, ενώ η ένταση (ή ταχύτητα) μετάδοσης εξαρτάται από διάφορους παράγοντες όπως η επιφάνεια συναλλαγής  $A$ , ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας  $U$  και η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο υλικών ή ρευστών. Στο σύστημα μπαταρίας Carnot που μελετάται επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθούν τρεις εναλλάκτες θερμότητας προκειμένου οι δύο διεργασίες (φόρτιση και εκφόρτιση) να λειτουργούν όσο γίνεται ανεξάρτητα, χωρίς αυτό να σημαίνει ότι δεν θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν μόλις δύο εναλλάκτες, όπως γίνεται σε αρκετές έρευνες της βιβλιογραφίας [6], [10], [18], [31].

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 7 οι δύο από τους τρεις εναλλάκτες έχουν συγκεκριμένη λειτουργία κατά τη διεργασία της φόρτισης ή αποφόρτισης, ενώ ο τρίτος έχει διττή λειτουργία και στις δύο διεργασίες της μπαταρίας.

##### 2.4.4.1 Συμπυκνωτής ORC

Ο συμπυκνωτής του εργαζόμενου μέσου κατά τη λειτουργία ORC έχει σκοπό να αποβάλλει την απαιτούμενη θερμότητα από το ρευστό ώστε αυτό να συμπυκνωθεί πέρα από την κατάσταση κορεσμένου υγρού, δηλαδή εφαρμόζεται και υπόψυξη. Αυτό επιλέχθηκε προκειμένου να αποφευχθούν φαινόμενα σπηλαιώσης μέσα στην αντλία [25]. Ως μέσο ψύξης θεωρήθηκε ο αέρας περιβάλλοντος, συνεπώς ο τύπος εναλλάκτη που επιλέχθηκε είναι αερόψυκτος με αυλούς. Γύρω από τους αυλούς-σωλήνες υπάρχουν πτερύγια προκειμένου να αυξηθεί η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη. Εσωτερικά των σωλήνων ρέει το εργαζόμενο μέσο που υπόκειται σε ψύξη μέσω του αέρα, ο οποίος με τη σειρά του ρέει κάθετα με τη βοήθεια ανεμιστήρα (Σχήμα 30).

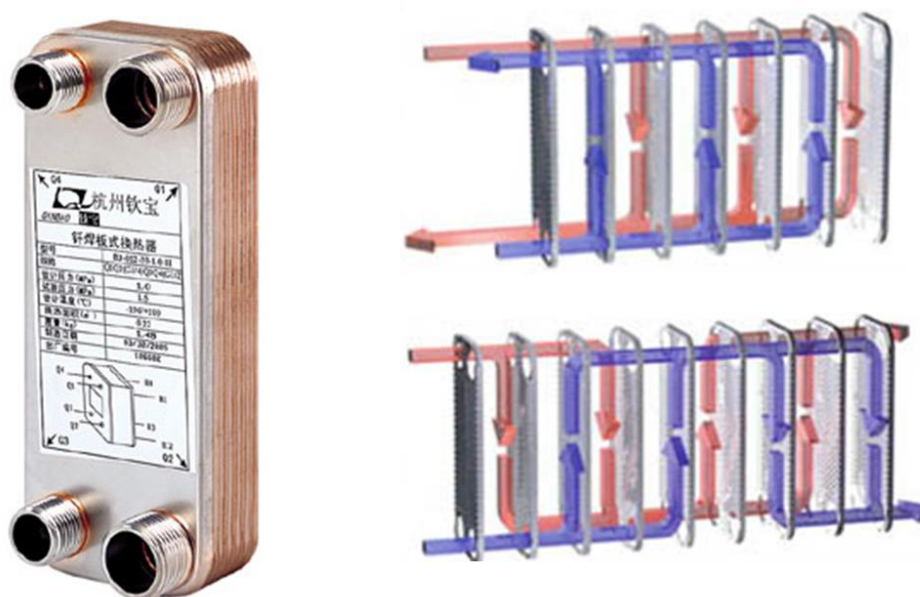




Σχήμα 30: Τομή και λειτουργία αερόψυκτου εναλλάκτη σωλήνων με πτερύγια [41].

#### 2.4.4.2 Ατμοποιητής Αντλίας Θερμότητας

Ο ατμοποιητής του εργαζόμενου μέσου κατά τη λειτουργία HP έχει σκοπό να προσδώσει την απαιτούμενη θερμότητα στο ρευστό ώστε αυτό να ατμοποιηθεί πέρα από την κατάσταση κορεσμένου ατμού, δηλαδή εφαρμόζεται και υπερθέρμανση. Αυτό επιλέχθηκε προκειμένου να αποφευχθεί η παρουσία υγρών σταγονιδίων κατά τη συμπίεση, τα οποία επηρεάζουν τη λίπανση του συμπιεστή [42]. Ως μέσο θέρμανσης θεωρήθηκε θερμό νερό από ηλιακούς συλλέκτες, συνεπώς ο τύπος εναλλάκτη που επιλέχθηκε είναι πλακοειδής. Οι πλάκες του εναλλάκτη είναι συνενωμένες και διαθέτουν ραβδώσεις προκειμένου να αυξηθεί η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Η κάθε πλάκα διαθέτει τέσσερα στόμια, στεγανοποιημένα με φλάντζες, ώστε να επικοινωνεί με την επόμενη [40]. Στα δύο από αυτά ρέει το θερμό νερό ενώ στα άλλα δύο το ψυχρό εργαζόμενο μέσο.

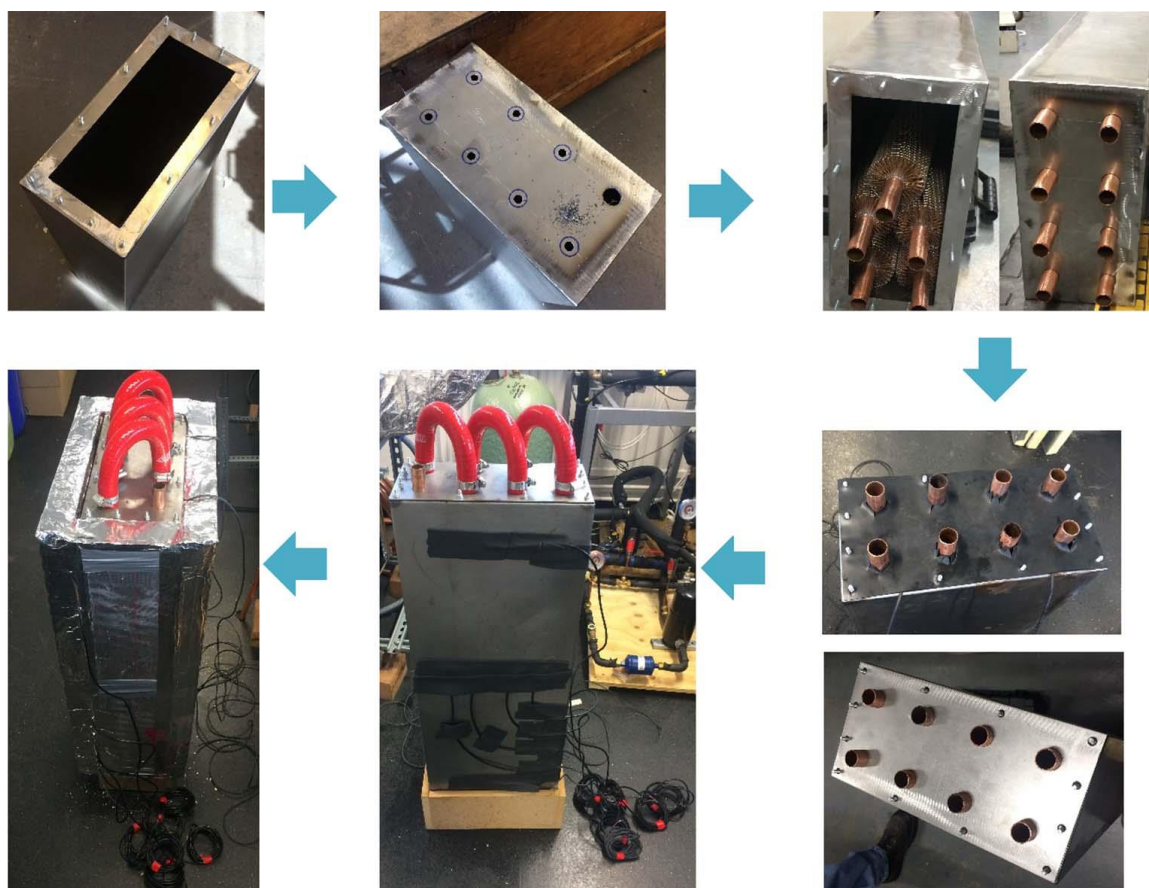


Σχήμα 31: Τομή και λειτουργία πλακοειδή εναλλάκτη [41].

### 2.4.4.3 Εναλλάκτης PCM

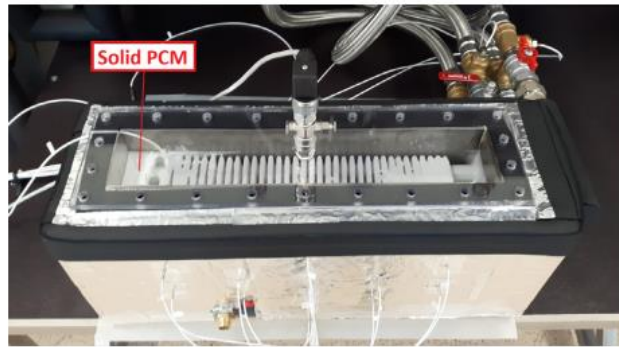
Όπως αναφέρθηκε, ο εναλλάκτης του PCM έχει διττή λειτουργία. Κατά τη φόρτιση της μπαταρίας λειτουργεί ως συμπυκνωτής της αντλίας θερμότητας, απορροφώντας και αποθηκεύοντας την απαιτούμενη θερμότητα από το εργαζόμενο μέσο συμπυκνώνοντάς το πέρα από την κατάσταση κορεσμένου υγρού, δηλαδή εφαρμόζεται και υπόψυξη. Αυτό επιλέχθηκε έτσι ώστε αφενός να εξασφαλιστεί η παρουσία υγρού χωρίς φυσαλίδες στην εκτονωτική βαλβίδα και αφετέρου να μειωθεί η καταστροφή εξέργεια στην εκτονωτική βαλβίδα και συνεπώς να αυξηθεί η ισχύς του εναλλάκτη, άρα και το COP του κύκλου [43]. Κατά την αποφόρτιση της μπαταρίας, ο εναλλάκτης του PCM λειτουργεί ως ατμοποιητής του ORC, προσδίδοντας την απαιτούμενη (αποθηκευμένη) θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο ατμοποιώντας το πέρα από την κατάσταση κορεσμένου ατμού, δηλαδή εφαρμόζεται και υπερθέρμανση. Αυτό επιλέχθηκε για την αποφυγή υγρών σταγονιδίων κατά την εκτόνωση, όπως ακριβώς και στον ατμοποιητή της αντλίας θερμότητας (2.4.4.2).

Το υλικό αποθήκευσης PCM επιλέχθηκε να λειτουργεί απευθείας ως μέσο μετάδοσης θερμότητας από και προς το εργαζόμενο μέσο που διαρρέει τον εναλλάκτη. Πολλές θεωρητικές έρευνες έχουν εκπονηθεί προς αυτή την κατεύθυνση, υιοθετώντας καινοτόμους σχεδιασμούς και αρχιτεκτονικές όσον αφορά τη μετάδοση θερμότητας από και προς το PCM [44-49]. Αρκετές πειραματικές μελέτες έχουν πραγματοποιηθεί, επίσης, πάνω στην μετατροπή ήδη υπάρχοντων εμπορικών εναλλακτών θερμότητας ώστε να λειτουργούν με εσωτερική ενσωμάτωση του PCM [50-58]. Κάποιες από αυτές παρουσιάζονται στα παρακάτω σχήματα:



Σχήμα 32: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM σωλήνων με σπειροειδή περιέλιξη χαλκού [50].

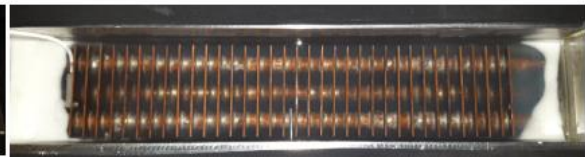




(a)

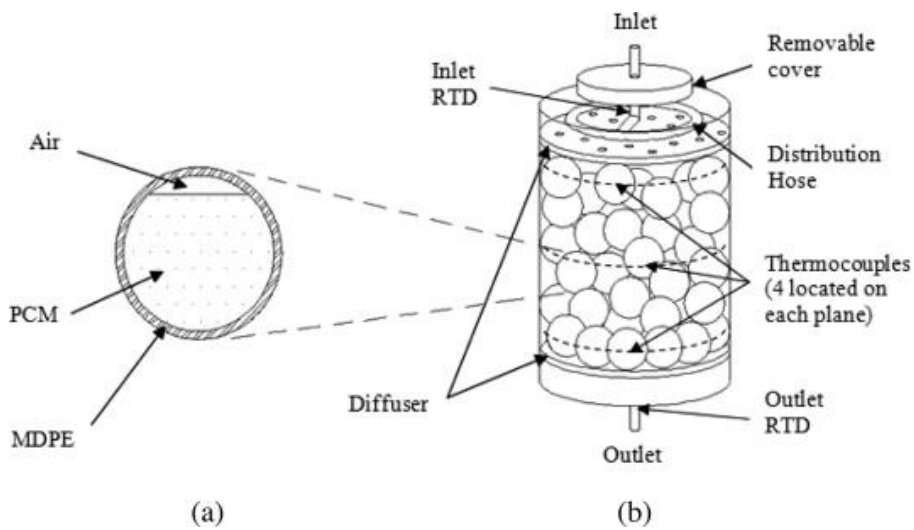


(b)



(c)

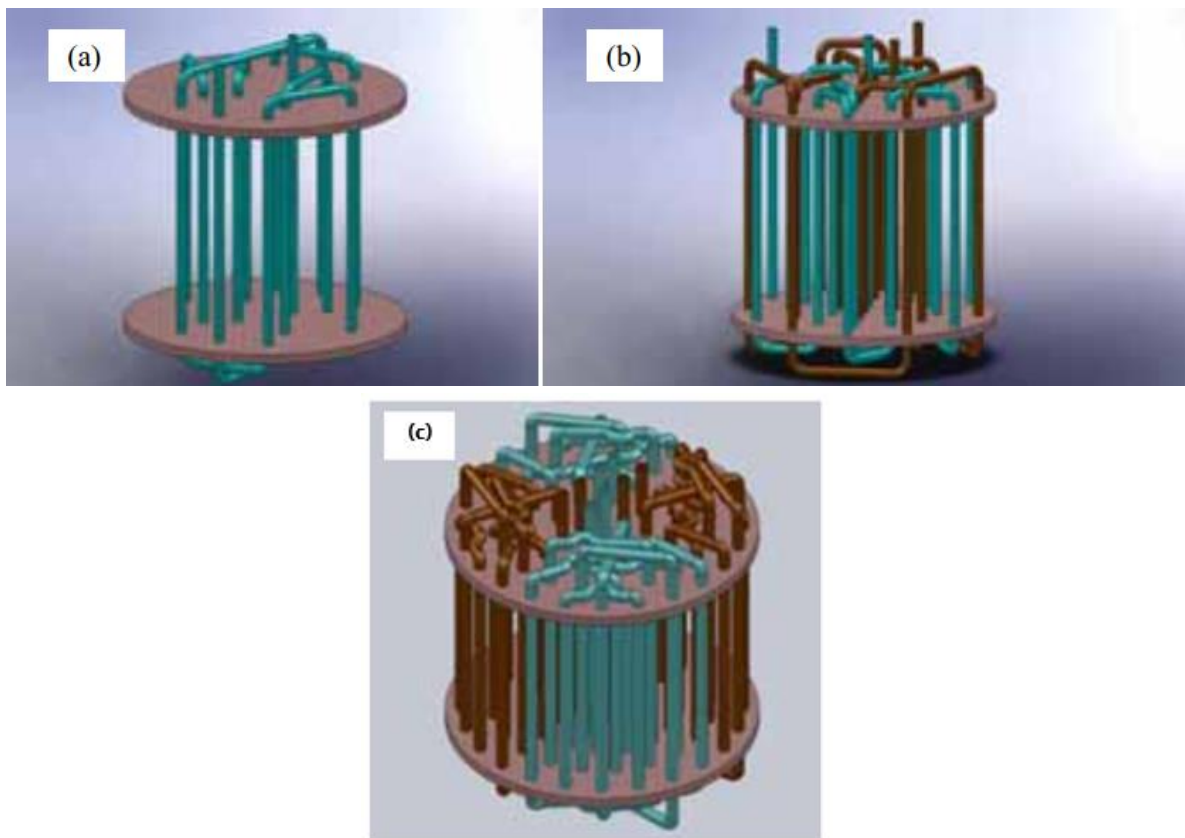
Σχήμα 33: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM σωλήνων με περύγια: a) γενική όψη b) η αρχή της διαδικασίας τήξης - στερεό PCM c) το τέλος της διαδικασίας τήξης - υγρό PCM [51].



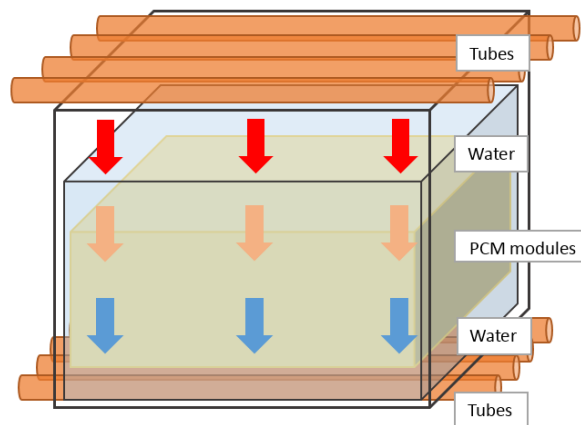
(a)

(b)

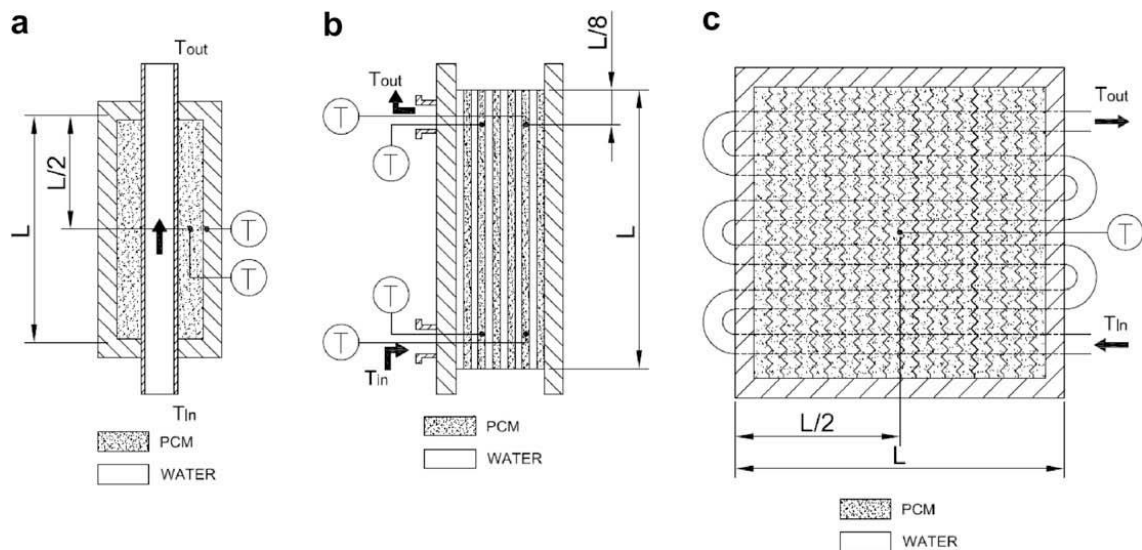
Σχήμα 34: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM με διάχυση εργαζόμενου ρευστού ανάμεσα σε σφαίρες ενθλακωμένου PCM: a) τομή σφαίρας, b) σύστημα εναλλάκτη [52-53].



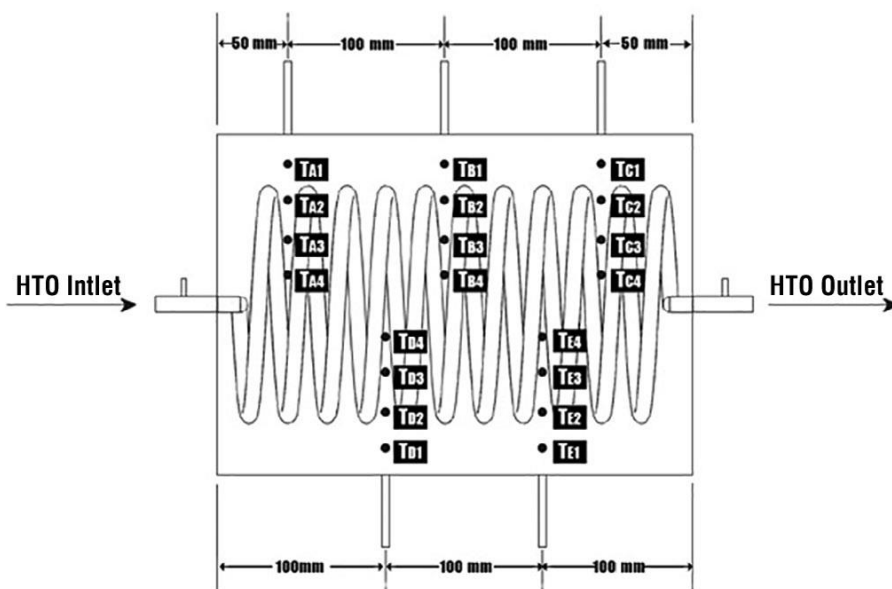
Σχήμα 35: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM σπειροειδών σωλήνων με: a) μονή σπείρα b) διπλή σπείρα c) τετραπλή σπείρα [54].



Σχήμα 36: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM σωλήνων με ενδιάμεσο μέσο νερό [55-56].



Σχήμα 37: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM: a) διπλού αυλού b) πλακοειδής c) συμπαγής σωλήνων με πτερύγια [57].



Σχήμα 38: Υλοποίηση εναλλάκτη PCM κελύφους – ελικοειδούς σωλήνα [58].

Σύμφωνα με όλα τα παραπάνω επιλέχθηκε στη συγκεκριμένη εφαρμογή να χρησιμοποιηθεί εναλλάκτης **σωλήνων με πτερύγια** και ενσωμάτωση του PCM ανάμεσα στους σωλήνες και στα πτερύγια με σκοπό την αύξηση της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας [57]. Η συγκεκριμένη διάταξη θεωρήθηκε η βέλτιστη καθώς έχει μελετηθεί τόσο θεωρητικά όσο και πειραματικά. Επίσης είναι εύκολη στην υλοποίηση, αφού απαιτεί μικρή τροποποίηση ενός αρκετά διαδεδομένου εμπορικά εναλλάκτη θερμότητας. Τέλος, με χρήση απλής μόνωσης γύρω από τον εναλλάκτη δημιουργείται η συνολική μονάδα αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας.

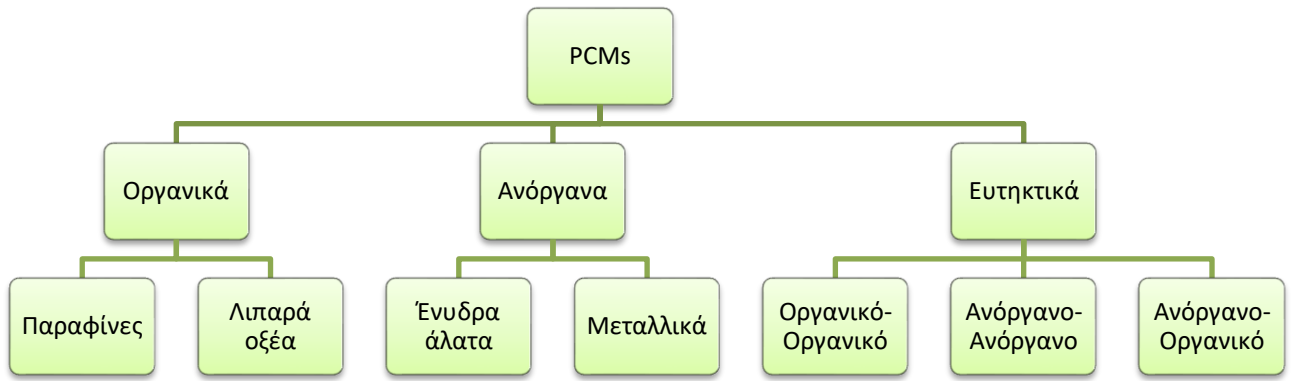
## 2.5 Υλικό αποθήκευσης – PCM

Όπως αναφέρθηκε και εξ' αρχής, η μπαταρία Carnot που μελετάται επιλέχθηκε να αποθηκεύει λανθάνουσα θερμότητα. Οι λόγοι που οδήγησαν σε αυτή την επιλογή είναι, μεταξύ άλλων, η

μεγαλύτερη πυκνότητα αποθήκευσης ενέργειας που συνεπάγεται μικρότερο όγκο, καθώς και η αποθήκευση θερμότητας με ελάχιστες θερμοκρασιακές μεταβολές [62]. Τα υλικά που επιτυγχάνουν αυτό το σκοπό λέγονται υλικά αλλαγής φάσης (PCMs) επειδή έχουν την ιδιότητα να απορροφούν και να απελευθερώνουν ενέργεια μέσω αλλαγής στη φυσική τους κατάσταση. Αυτή η αλλαγή είναι συνήθως από στερεή σε υγρή κατάσταση και αντίστροφα. Κατά τη φόρτιση της μπαταρίας το στερεό υλικό απορροφά θερμότητα και λιώνει, ενώ κατά την αποφόρτιση το υγρό απελευθερώνει την αποθηκευμένη θερμότητα και επανέρχεται στη στερεή του κατάσταση.

Τα PCMs χωρίζονται σε τρεις μεγάλες κατηγορίες, όπως φαίνεται στο Σχήμα 39. Τα οργανικά που περιέχουν μόρια άνθρακα, τα ανόργανα που δεν περιέχουν και τα ευτηκτικά, τα οποία είναι συνδυασμός των δύο. Στα οργανικά διακρίνουμε κυρίως τις παραφίνες και τα λιπαρά οξέα, ενώ στα ανόργανα συναντάμε τα ένυδρα άλατα και τα μεταλλικά. Τα ευτηκτικά, τέλος, μπορεί να είναι συνδυασμός οργανικών, ανόργανων ή και των δύο. Περισσότερες πληροφορίες για τις δύο πρώτες κατηγορίες δίνονται παρακάτω:

- **Παραφίνες:** Οι παραφίνες είναι κηρώδη οργανικά στερεά που έχουν θερμοκρασία τήξης από 5-80 °C ανάλογα με τη χημική τους σύσταση. Είναι αρκετά διαδεδομένα και οικονομικά υλικά, που δεν παρουσιάζουν τοξικές και διαβρωτικές ιδιότητες. Παρόλα αυτά παρουσιάζουν πολύ χαμηλή αγωγιμότητα και διαχυτικότητα, καθώς και ογκομετρική πυκνότητα ενέργειας. Συν τοις άλλοις, είναι εύφλεκτα [64].
- **Λιπαρά οξέα:** Τα λιπαρά οξέα στη φυσική τους κατάσταση έχουν θερμοκρασία τήξης από 16-80 °C, ενώ με τη διαδικασία της εστεροποίησης με αλκοόλες αυτή μπορεί να φτάσει μέχρι και 187 °C. Τα λιπαρά οξέα είναι διαδεδομένα και οικονομικά, με ικανοποιητική θερμοχωρητικότητα στη θερμοκρασία τήξης, ενώ δεν παρουσιάζουν τοξικές και διαβρωτικές ιδιότητες. Παρόλα αυτά έχουν χαμηλή θερμική αγωγιμότητα, ενώ είναι εύφλεκτα και ασταθή σε υψηλές θερμοκρασίες [65].
- **Ένυδρα άλατα:** Τα ένυδρα άλατα είναι μίγματα ανόργανων αλάτων και νερού που σχηματίζουν ένα τυπικό κρυσταλλικό στερεό. Η τήξη ενός ένυδρου άλατος επιτυγχάνεται με τη θραύση των κρυσταλλικών δομών και την απελευθέρωση μορίων νερού, σχηματίζοντας έτσι ένα νέο άλας με λιγότερα (ή και καθόλου) μόρια νερού. Στη συνέχεια, το νέο άλας διαλύεται στα μόρια νερού που απελευθερώθηκαν κατά την τήξη και έτσι το υλικό αποκτά υγρό χαρακτήρα. Αντίθετα, κατά την πήξη, τα μόρια νερού ανασχηματίζουν τις κρυσταλλικές δομές με το άλας και το υλικό στερεοποιείται [62]. Τα ένυδρα άλατα έχουν θερμοκρασία τήξης από 7-117 °C [66]. Έχουν υψηλή θερμοχωρητικότητα στη θερμοκρασία τήξης, υψηλή θερμική αγωγιμότητα (σχεδόν διπλάσια από τις παραφίνες) και χαμηλή διαβρωτική ικανότητα. Δύο βασικά μειονεκτήματα που παρουσιάζουν είναι η ασύμβατη τήξη και η υπέρψυξη, τα οποία όμως μπορούν να προληφθούν με την προσθήκη πυκνωτικών και παραγόντων πυρήνωσης, αντίστοιχα [64].
- **Μεταλλικά PCMs:** Τα μεταλλικά PCMs και τα κράματά τους έχουν γενικά χαμηλές θερμοκρασίες τήξης. Παρουσιάζουν υψηλή θερμική αγωγιμότητα και υψηλή ενθαλπία τήξης ανά μονάδα όγκου. Αντιθέτως έχουν χαμηλή ενθαλπία τήξης ανά μονάδα βάρους, πράγμα που τα καθιστά σπάνια επιλογή για αποθήκευση θερμότητας [62].



Σχήμα 39: Κατηγοριοποίηση PCMs' [62-63].

Σύμφωνα με όλα τα παραπάνω και για αποθήκευση θερμότητας έως 100 °C στην προκειμένη περίπτωση, επιλέχθηκαν τα **ένυδρα άλατα** ως υλικά αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας, και συγκεκριμένα η σειρά '**S - Range**' της εταιρίας 'PCM Products' [66]. Με βάση τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος, επιλέχθηκε να εξεταστούν παραμετρικά πέντε υποψήφια PCMs, ανάλογα με τη θερμοκρασία αλλαγής φάσης του καθενός:

Πίνακας 4: Ιδιότητες διαφόρων τύπων PCM της σειράς S [66].

Τύπος PCM	Θερμοκρασία αλλαγής φάσης (°C)	Πυκνότητα (kg/m <sup>3</sup> )	Λανθάνουσα θερμοχ/τητα (kJ/kg)	Ογκομετρική θερμοχ/τητα (MJ/m <sup>3</sup> )	Ειδική θερμοχ/τητα (kJ/kgK)	Θερμική αγωγιμότητα (W/mK)	Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας (°C)
<b>S46</b>	46	1610	110	177	2,2	0,6	120
<b>S50</b>	50	1545	110	170	2,41	0,62	120
<b>S58</b>	58	1505	145	218	2,55	0,69	120
<b>S72</b>	72	1666	155	258	2,13	0,58	120
<b>S83</b>	83	1600	100	160	2,31	0,62	120

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται οι εξισώσεις που διέπουν την κάθε συνιστώσα αλλά και η συνολική θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος. Επίσης παρουσιάζονται ορισμένα ποιοτικά αποτελέσματα σχετικά με τη θερμοδυναμική ανάλυση του βασικού συστήματος αντιστρεπτής HP/ORC πριν τις διάφορες παραμετρικές μελέτες, οι οποίες θα παρουσιαστούν παρακάτω στο ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. Όλη η μοντελοποίηση έγινε μέσω κώδικα στο υπολογιστικό περιβάλλον MATLAB [67], με τη βοήθεια της βιβλιοθήκης θερμοδυναμικών ιδιοτήτων διαφόρων ρευστών CoolProp [68].

### 3.1 Συνιστώσες ORC

#### 3.1.1 Συνθήκες συμπύκνωσης και ατμοποίησης

Στη λειτουργία ORC σύμφωνα με το Σχήμα 9 και θεωρώντας ότι η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ εργαζόμενου μέσου και αέρα ψύξης (Pinch Point) εμφανίζεται στην έξοδο του συμπυκνωτή, η θερμοκρασία συμπύκνωσης υπολογίζεται ως εξής:

$$T_{cond,ORC} = T_{amb} + PP_{cond} + \Delta T_{sbc,ORC} \quad (1)$$

Όπου  $T_{amb}$  η θερμοκρασία περιβάλλοντος,  $PP_{cond}$  το Pinch Point του συμπυκνωτή και  $\Delta T_{sbc,ORC}$  η υπόψυξη στον συμπυκνωτή (δεδομένα).

Άρα η θερμοκρασία μετά την υπόψυξη (σημείο 4) υπολογίζεται ως εξής:

$$T_4 = T_{cond,ORC} - \Delta T_{sbc,ORC} \quad (2)$$

Ομοίως, με το Pinch Point να εμφανίζεται στην έξοδο του ατμοποιητή με το PCM, η θερμοκρασία ατμοποίησης υπολογίζεται ως εξής:

$$T_{evap,ORC} = T_{PCM} - PP_{PCM} - \Delta T_{sh,ORC} \quad (3)$$

Όπου  $T_{PCM}$  η θερμοκρασία αλλαγής φάσης του PCM,  $PP_{PCM}$  το Pinch Point του εναλλάκτη PCM (κοινό για φόρτιση και εκφόρτιση) και  $\Delta T_{sh,ORC}$  η υπερθέρμανση στον ατμοποιητή (δεδομένα).

Άρα η θερμοκρασία μετά την υπερθέρμανση (σημείο 2) υπολογίζεται ως εξής:

$$T_2 = T_{evap,ORC} + \Delta T_{sh,ORC} \quad (4)$$

Η πίεση συμπύκνωσης είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για μηδενική ξηρότητα ( $x = 0$ ):

$$p_{cond,ORC} = f(T_{cond,ORC}, x = 0) \quad (5)$$

Η πίεση ατμοποίησης είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης για μηδενική ξηρότητα ( $x = 0$ ):

$$p_{evap,ORC} = f(T_{evap,ORC}, x = 0) \quad (6)$$

Η πίεση στα σημεία 3 και 4 ισούται με την πίεση συμπύκνωσης, αφού έγινε η παραδοχή ότι δεν υπάρχουν απώλειες πίεσης στους εναλλάκτες:

$$p_3 = p_4 = p_{cond,ORC} \quad (7)$$

Όμοια, η πίεση στα σημεία 1 και 2 ισούται με την πίεση ατμοποίησης:

$$p_1 = p_2 = p_{evap,ORC} \quad (8)$$

Η ενθαλπία, η εντροπία, η ξηρότητα και η πυκνότητα στο σημείο 4 είναι συναρτήσεις της θερμοκρασίας και της πίεσης:

$$h_4, s_4, x_4, d_4 = f(T_4, p_4) \quad (9)$$

Όμοια, η ενθαλπία, η εντροπία, η ξηρότητα και η πυκνότητα στο σημείο 2 είναι συναρτήσεις της θερμοκρασίας και της πίεσης:

$$h_2, s_2, x_2, d_2 = f(T_2, p_2) \quad (10)$$

### 3.1.2 Προσομοίωση αντλίας

Η αντλία πραγματοποιεί τη μη ισηντροπική μεταβολή  $4 \rightarrow 1$  με βάση το Σχήμα 9. Για να γίνει αυτό καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια ( $P_{el,pump}$ ) η οποία θεωρείται ιδιοκατανάλωση του συστήματος ORC και υπολογίζεται στην παράγραφο 3.1.4.2 παρακάτω.

Η λειτουργία της αντλίας προσομοιώνεται με εφαρμογή του ισηντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{is,pump} = \frac{h_{1,is} - h_4}{h_1 - h_4} \quad (11)$$

Όπου  $h_{1,is}$  η ενθαλπία στο σημείο 1-ισηντροπικό, (δεν φαίνεται στο Σχήμα 9). Η τιμή της είναι συνάρτηση της πίεσης στο σημείο 1 και της εντροπίας στο σημείο 4:

$$h_{1,is} = f(p_1, s_4) \quad (12)$$

Από τη σχέση (11) υπολογίζεται η τιμή  $h_1$ .

Η θερμοκρασία, η εντροπία, η ξηρότητα και η πυκνότητα στο σημείο 1 είναι συναρτήσεις της πίεσης και της ενθαλπίας:

$$T_1, s_1, x_1, d_1 = f(p_1, h_1) \quad (13)$$

### 3.1.3 Προσομοίωση εκτονωτή

Ο εκτονωτής πραγματοποιεί τη μη ισεντροπική μεταβολή  $2 \rightarrow 3$  με βάση το Σχήμα 9. Η λειτουργία του προσομοιώνεται με εφαρμογή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{is,exp} = \frac{h_2 - h_{3,is}}{h_2 - h_3} \quad (14)$$

Όπου  $h_{3,is}$  η ενθαλπία στο σημείο 3-ισεντροπικό, (δεν φαίνεται στο Σχήμα 9). Η τιμή της είναι συνάρτηση της πίεσης στο σημείο 3 και της εντροπίας στο σημείο 2:

$$h_{3,is} = f(p_3, s_2) \quad (15)$$

Από τη σχέση (14) υπολογίζεται η τιμή  $h_3$ .

Η θερμοκρασία, η εντροπία, η ξηρότητα και η πυκνότητα στο σημείο 3 είναι συναρτήσεις της πίεσης και της ενθαλπίας:

$$T_3, s_3, x_3, d_3 = f(p_3, h_3) \quad (16)$$

### 3.1.4 Προσομοίωση συμπυκνωτή και ενεργειακά μεγέθη

Ο συμπυκνωτής πραγματοποιεί την ισόθλιπη μεταβολή  $3 \rightarrow 4$  με βάση το Σχήμα 9. Όπως αναφέρθηκε, η συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου πραγματοποιείται με την παροχή ψυχρού αέρα περιβάλλοντος με τη βοήθεια ανεμιστήρα. Ο ανεμιστήρας καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια ( $P_{el, fan}$ ) η οποία θεωρείται ιδιοκατανάλωση του συστήματος ORC (όπως και η αντλία).

#### 3.1.4.1 Συνθήκες αέρα ψύξης

Όσον αφορά τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του αέρα περιβάλλοντος, η ενθαλπία και η εντροπία πριν την είσοδο στον ανεμιστήρα είναι συναρτήσεις της πίεσης και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, τα οποία είναι δεδομένα:

$$h_{amb}, s_{amb} = f(p_{amb}, T_{amb}) \quad (17)$$

Όσον αφορά τον ανεμιστήρα έγινε η παραδοχή ότι πραγματοποιεί πολύ μικρή ισεντροπική συμπίεση στον αέρα περιβάλλοντος, δηλαδή αυξάνει την πίεση κατά ένα πολύ μικρό μέγεθος ίσο με  $\Delta p_{fan}$ :

$$p_{air} = p_{amb} + \Delta p_{fan} \quad (18)$$



Όπου  $p_{air}$  είναι πλέον η πίεση του αέρα στην έξοδο του ανεμιστήρα, η οποία ταυτίζεται με την είσοδο στον συμπυκνωτή.

Η θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συμπυκνωτή είναι συνάρτηση της πίεσης αέρα στην είσοδο του συμπυκνωτή και της εντροπίας του αέρα περιβάλλοντος (ισεντροπική μεταβολή):

$$T_{air,in} = f(p_{air}, s_{amb}) \quad (19)$$

Η ενθαλπία αέρα στην είσοδο του συμπυκνωτή είναι, με τη σειρά της, συνάρτηση της πίεσης και της θερμοκρασίας αέρα στην είσοδο του συμπυκνωτή:

$$h_{air,in} = f(p_{air}, T_{air,in}) \quad (20)$$

Μέσα στον συμπυκνωτή ο αέρας απορροφά θερμότητα, άρα η θερμοκρασία του ανεβαίνει κατά μία δεδομένη τιμή  $\Delta T_{air}$ . Η θερμοκρασία που έχει στην έξοδο του συμπυκνωτή ισούται με:

$$T_{air,out} = T_{air,in} + \Delta T_{air} \quad (21)$$

Τέλος, θεωρώντας ότι το ρεύμα αέρα δεν υφίσταται απώλειες πίεσης στον εναλλάκτη, η ενθαλπία αέρα στην έξοδο του συμπυκνωτή είναι συνάρτηση της πίεσης αέρα στην είσοδο και της θερμοκρασίας αέρα στην έξοδο του συμπυκνωτή:

$$h_{air,out} = f(p_{air}, T_{air,out}) \quad (22)$$

#### 3.1.4.2 Ενεργειακά μεγέθη

Η καθαρή παραγόμενη ισχύς του συστήματος κατά την αποφόρτιση είναι δεδομένη και θεωρείται σταθερή και ίση με  $P_{el,net,ORC}$ . Προκειμένου να υπολογιστούν όλα τα υπόλοιπα ενεργειακά μεγέθη, καθώς και οι απαιτούμενες παροχές εργαζόμενου μέσου και αέρα, εφαρμόζεται επαναληπτική διαδικασία, όπως φαίνεται στο διάγραμμα ροής παρακάτω (Σχήμα 40).

Το μέγεθος που ελέγχεται σε κάθε επανάληψη επιλέχθηκε να είναι η παροχή αέρα. Για το λόγο αυτό ορίζονται δύο μεταβλητές,  $\dot{m}_{air,old}$  και  $\dot{m}_{air}$ , οι οποίες αφού αρχικοποιηθούν με διαφορετικές τιμές ελέγχονται στη συνθήκη σύγκλισης:

$$|\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,old}| \geq \delta m \quad (23)$$

Όπου  $\delta m$  ένας πολύ μικρός θετικός αριθμός. Πρακτικά, η επαναληπτική διαδικασία συνεχίζεται όσο οι δύο μεταβλητές διαφέρουν μεταξύ τους, ενώ σταματάει όταν γίνουν σχεδόν ίσες.

Εάν η συνθήκη σύγκλισης είναι αληθής, τότε η τιμή της μεταβλητής  $\dot{m}_{air}$  αποθηκεύεται προσωρινά στην μεταβλητή  $\dot{m}_{air,old}$ :

$$\dot{m}_{air,old} \leftarrow \dot{m}_{air} \quad (24)$$

Με βάση την τιμή της μεταβλητής  $\dot{m}_{air,old}$  υπολογίζεται η ιδιοκατανάλωση του ανεμιστήρα:

$$P_{el,fan} = \dot{m}_{air,old} \cdot (h_{air,in} - h_{amb}) \quad (25)$$

Η καθαρή παραγόμενη ισχύς ισούται με την παραγόμενη ισχύ του εκτονωτή ( $P_{el,exp}$ ) μείον τις ιδιοκαταναλώσεις αντλίας και ανεμιστήρα:

$$P_{el,net,ORC} = P_{el,exp} - \underbrace{P_{el,pump} - P_{el,fan}}_{\text{ιδιοκαταναλώσεις}} \quad (26)$$

Όπου:

$$P_{el,exp} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_3) \quad (27)$$

Και

$$P_{el,pump} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_1 - h_4) \quad (28)$$

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις (27) και (28) στη σχέση (26) υπολογίζεται η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου  $\dot{m}_{ORC}$ . Στη συνέχεια, από τις σχέσεις (27) και (28) υπολογίζονται η παραγόμενη ισχύς του εκτονωτή και η ιδιοκατανάλωση της αντλίας, αντίστοιχα.

Η θερμική ισχύς του ατμοποιητή υπολογίζεται ως εξής:

$$Q_{evap,ORC} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_1) \quad (29)$$

Ενώ η θερμική ισχύς του συμπυκνωτή αντίστοιχα:

$$Q_{cond,ORC} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_4) \quad (30)$$

Από τα παραπάνω μπορεί να υπολογιστεί ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ORC ως εξής:

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{el,net,ORC}}{Q_{evap,ORC}} \quad (31)$$

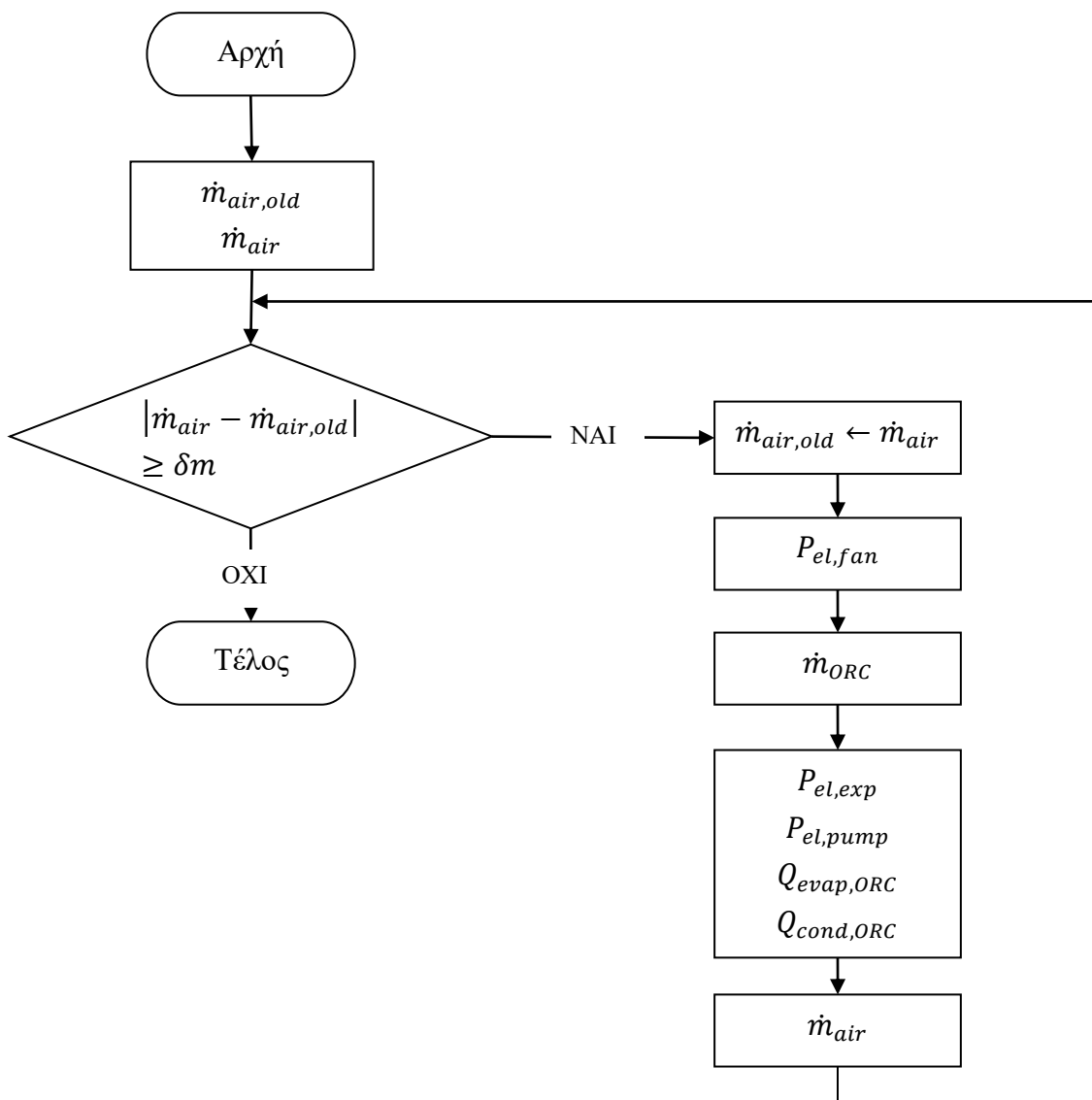
Ενώ ο βαθμός απόδοσης Carnot, που είναι η μέγιστη τιμή που μπορεί να πάρει ο β.α. του ORC, υπολογίζεται ως εξής:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_4}{T_2} \quad (32)$$

Τέλος, υπολογίζεται η νέα τιμή της μεταβλητής  $\dot{m}_{air}$  από τη θερμική ισχύ του συμπυκνωτή, θεωρώντας ότι δεν υπάρχουν απώλειες θερμότητας:

$$\dot{m}_{air} = \frac{Q_{cond,ORC}}{h_{air,out} - h_{air,in}} \quad (33)$$

Η τιμή αυτή επιστρέφει για έλεγχο στη συνθήκη σύγκλισης της σχέσης (23). Όσο η συνθήκη είναι αληθής επαναλαμβάνεται η διαδικασία, υπολογίζοντας κάθε φορά τις σχέσεις (23) έως και (33). Όταν η συνθήκη γίνει ψευδής οι σχέσεις (24) έως και (33) δεν επαναυπολογίζονται, αλλά διατηρούν τις τιμές που είχαν στην τελευταία επανάληψη.



Σχήμα 40: Διάγραμμα ροής υπολογισμού ενεργειακών μεγεθών ORC.

Η παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου  $\dot{V}_{ORC}$  μεταβάλλεται, σε αντίθεση με την παροχή μάζας που παραμένει σταθερή σε όλα τα σημεία του κύκλου. Για κάθε ένα από τα τέσσερα σημεία που φαίνονται στο Σχήμα 9 υπολογίζεται η παροχή όγκου ως εξής:

$$\dot{V}_{ORC}(i) = \frac{\dot{m}_{ORC}}{d(i)}, \quad i = 1:4 \quad (34)$$

Τέλος, ο ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης του ORC υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{V}_{ratio,exp} = \frac{\dot{V}_{ORC}(3)}{\dot{V}_{ORC}(2)} \quad (35)$$

### 3.1.4.3 Υπολογισμός επιφάνειας συναλλαγής

Για τον υπολογισμό της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής του συμπυκνωτή εφαρμόζεται η μέθοδος της Μέσης Λογαριθμικής Διαφοράς Θερμοκρασίας (*LMTD*) σύμφωνα με τη σχέση [69]:

$$Q_{cond,ORC} = U_1 \cdot A_1 \cdot LMTD_1 \cdot F \quad (36)$$

Όπου  $Q_{cond,ORC}$  σε  $W$ ,  $U_1$  ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη ( $=425 \text{ W/m}^2\text{K}$ ),  $A_1$  η συνολική επιφάνεια συναλλαγής,  $LMTD_1$  η μέση θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρευστά και  $F$  συντελεστής διόρθωσης.

Η ποσότητα  $LMTD_1$  ορίζεται ως εξής:

$$LMTD_1 = \frac{\Delta T_{a1} - \Delta T_{b1}}{\ln \frac{\Delta T_{a1}}{\Delta T_{b1}}} \quad (37)$$

Όπου  $\Delta T_{a1}$  η θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευστών στη μία πλευρά του εναλλάκτη (υποθετικά 'a') και  $\Delta T_{b1}$  η θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευστών στην άλλη πλευρά του εναλλάκτη (υποθετικά 'b'):

$$\Delta T_{a1} = T_4 - T_{air,out} \quad (38)$$

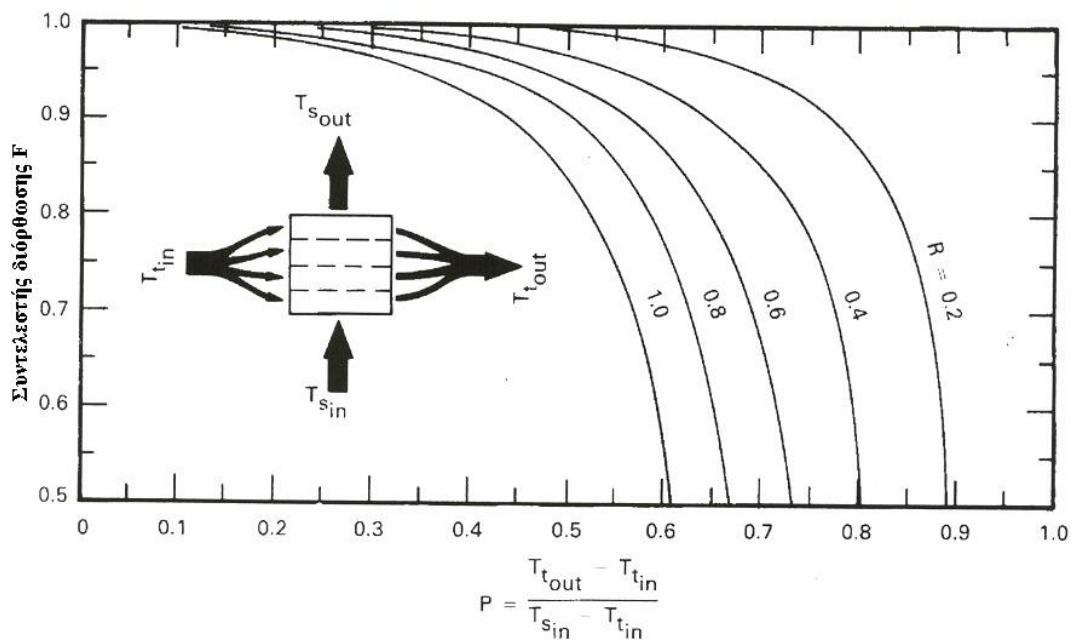
$$\Delta T_{b1} = T_3 - T_{air,in} \quad (39)$$

Η εισαγωγή του διορθωτικού συντελεστή  $F$  είναι απαραίτητη διότι η μέθοδος *LMTD* όπως αρχικά αναπτύχθηκε εφαρμόζεται μόνο σε εναλλάκτες παράλληλης ροής ή αντιροής. Ο συμπυκνωτής του ORC, όμως, είναι εναλλάκτης εγκάρσιας ροής συνεπώς απαιτεί τη συγκεκριμένη διόρθωση. Πιο συγκεκριμένα, ο συντελεστής  $F$  είναι συνάρτηση δύο αδιάστατων αριθμών  $P$  και  $R$  οι οποίοι ορίζονται ως εξής [69]:

$$P = \frac{T_4 - T_3}{T_{air,in} - T_3} \quad (40)$$

$$R = \frac{T_{air,in} - T_{air,out}}{T_4 - T_3} \quad (41)$$

Η εύρεση του συντελεστή  $F(P, R)$  γίνεται γραφικά σύμφωνα με το διάγραμμα παρακάτω:



Σχήμα 41: Συντελεστής διόρθωσης  $F(P,R)$  [69].

Σύμφωνα με όλα τα παραπάνω, υπολογίζεται η συνολική επιφάνεια συναλλαγής  $A_1$  από την εξίσωση (36).

## 3.2 Συνιστώσες HP

### 3.2.1 Συνθήκες ατμοποίησης και συμπύκνωσης

Στη λειτουργία HP σύμφωνα με το Σχήμα 8 και με το Pinch Point στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας, η θερμοκρασία ατμοποίησης υπολογίζεται ως εξής:

$$T_{evap,HP} = T_{source} - PP_{evap} - \Delta T_{sh,HP} \quad (42)$$

Όπου  $T_{source}$  η θερμοκρασία του θερμού νερού από τους ηλιακούς συλλέκτες,  $PP_{evap}$  το Pinch Point του ατμοποιητή και  $\Delta T_{sh,HP}$  η υπερθέρμανση στον ατμοποιητή (δεδομένα).

Άρα η θερμοκρασία μετά την υπερθέρμανση (σημείο 1) υπολογίζεται ως εξής:

$$T_1 = T_{evap,HP} + \Delta T_{sh,HP} \quad (43)$$

Αντίστοιχα, για Pinch Point στην έξοδο του συμπυκνωτή, η θερμοκρασία συμπύκνωσης υπολογίζεται ως εξής:

$$T_{cond,HP} = T_{PCM} + PP_{PCM} + \Delta T_{sbc,HP} \quad (44)$$

Όπου  $T_{PCM}$  η θερμοκρασία αλλαγής φάσης του PCM,  $PP_{PCM}$  το Pinch Point του εναλλάκτη PCM (κοινό για φόρτιση και εκφόρτιση) και  $\Delta T_{sbc,HP}$  η υπόψυξη στον συμπυκνωτή (δεδομένα).

Άρα η θερμοκρασία μετά την υπόψυξη (σημείο 3) υπολογίζεται ως εξής:

$$T_3 = T_{cond,HP} - \Delta T_{sbc,HP} \quad (45)$$

Η θερμοκρασία στο σημείο 4 ισούται με τη θερμοκρασία ατμοποίησης:

$$T_4 = T_{evap,HP} \quad (46)$$

Η πίεση συμπύκνωσης είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για μηδενική ξηρότητα ( $x = 0$ ):

$$p_{cond,HP} = f(T_{cond,HP}, x = 0) \quad (47)$$

Η πίεση ατμοποίησης είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης για μηδενική ξηρότητα ( $x = 0$ ):

$$p_{evap,HP} = f(T_{evap,HP}, x = 0) \quad (48)$$

Η πίεση στα σημεία 2 και 3 ισούται με την πίεση συμπύκνωσης, αφού έγινε η παραδοχή ότι δεν υπάρχουν απώλειες πίεσης στους εναλλάκτες:

$$p_2 = p_3 = p_{cond,HP} \quad (49)$$

Όμοια, η πίεση στα σημεία 1 και 4 ισούται με την πίεση ατμοποίησης:

$$p_1 = p_4 = p_{evap,HP} \quad (50)$$

Η ενθαλπία, η εντροπία, η ξηρότητα και η πυκνότητα στο σημείο 1 είναι συναρτήσεις της θερμοκρασίας και της πίεσης:

$$h_1, s_1, x_1, d_1 = f(T_1, p_1) \quad (51)$$

Όμοια, η ενθαλπία, η εντροπία, η ξηρότητα και η πυκνότητα στο σημείο 3 είναι συναρτήσεις της θερμοκρασίας και της πίεσης:

$$h_3, s_3, x_3, d_3 = f(T_3, p_3) \quad (52)$$

### 3.2.2 Προσομοίωση συμπιεστή

Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα ο συμπιεστής συμμετέχει στη λειτουργία HP και συγκεκριμένα πραγματοποιεί τη μη ισεντροπική μεταβολή  $1 \rightarrow 2$  με βάση το Σχήμα 8. Η λειτουργία του

προσομοιώνεται με εφαρμογή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{is,comp} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (53)$$

Όπου  $h_{2,is}$  η ενθαλπία στο σημείο 2-ισεντροπικό, το οποίο δεν φαίνεται στο Σχήμα 8. Η τιμή της είναι συνάρτηση της πίεσης στο σημείο 2 και της εντροπίας στο σημείο 1:

$$h_{2,is} = f(p_2, s_1) \quad (54)$$

Από τη σχέση (53) υπολογίζεται η τιμή  $h_2$ .

Η θερμοκρασία, η εντροπία, η ξηρότητα και η πυκνότητα στο σημείο 2 είναι συναρτήσεις της πίεσης και της ενθαλπίας:

$$T_2, s_2, x_2, d_2 = f(p_2, h_2) \quad (55)$$

### 3.2.3 Προσομοίωση εκτονωτικής βαλβίδας

Η εκτονωτική βαλβίδα πραγματοποιεί την ισενθαλπική μεταβολή 3 → 4 με βάση το Σχήμα 8. Σε αυτή τη μεταβολή δεν υπάρχει παραγωγή ή κατανάλωση έργου, συνεπώς η λειτουργία της εκτονωτικής βαλβίδας προσομοιώνεται απλά ως εξής:

$$h_4 = h_3 \quad (56)$$

Η εντροπία, η ξηρότητα και η πυκνότητα στο σημείο 4 είναι συναρτήσεις της πίεσης και της ενθαλπίας:

$$s_4, x_4, d_4 = f(p_4, h_4) \quad (57)$$

### 3.2.4 Ενεργειακά μεγέθη

Ο βαθμός απόδοσης της μονάδας θερμικής αποθήκευσης  $\eta_{TES}$  θεωρείται δεδομένος και ορίζεται ως το πηλίκο της θερμικής ισχύος του ατμοποιητή ORC  $Q_{evap,ORC}$  προς τη θερμική ισχύ του συμπυκνωτή HP  $Q_{cond,HP}$ . Πρακτικά, προσομοιώνει τις απώλειες θερμικής ισχύος που υφίσταται η αποθηκευτική μονάδα:

$$\eta_{TES} = \frac{Q_{evap,ORC}}{Q_{cond,HP}} \quad (58)$$

Από την παραπάνω σχέση υπολογίζεται η τιμή  $Q_{cond,HP}$ .

Η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου  $\dot{m}_{HP}$  υπολογίζεται από τη θερμική ισχύ του συμπυκνωτή ως εξής:

$$\dot{m}_{HP} = \frac{Q_{cond,HP}}{h_2 - h_3} \quad (59)$$

Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από τον συμπιεστή, άρα και από όλο τον κύκλο HP, υπολογίζεται ως εξής:

$$P_{el,HP} = \dot{m}_{HP} \cdot (h_2 - h_1) \quad (60)$$

Ενώ η θερμική ισχύς του ατμοποιητή αντίστοιχα:

$$Q_{evap,HP} = \dot{m}_{HP} \cdot (h_1 - h_4) \quad (61)$$

Από τα παραπάνω μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής απόδοσης του κύκλου HP ως εξής:

$$COP_{HP} = \frac{Q_{cond,HP}}{P_{el,HP}} \quad (62)$$

Ενώ ο συντελεστής απόδοσης Carnot, που είναι η μέγιστη τιμή που μπορεί να πάρει ο COP της HP, υπολογίζεται ως εξής:

$$COP_{carnot} = \frac{T_{cond,HP}}{T_{cond,HP} - T_{evap,HP}} \quad (63)$$

Η παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου  $\dot{V}_{HP}$  μεταβάλλεται, σε αντίθεση με την παροχή μάζας που παραμένει σταθερή σε όλα τα σημεία του κύκλου. Για κάθε ένα από τα τέσσερα σημεία που φαίνονται στο Σχήμα 8 υπολογίζεται η παροχή όγκου ως εξής:

$$\dot{V}_{HP}(i) = \frac{\dot{m}_{HP}}{d(i)}, \quad i = 1:4 \quad (64)$$

Τέλος, ο ογκομετρικός λόγος συμπίεσης της HP υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{V}_{ratio,comp} = \frac{\dot{V}_{HP}(1)}{\dot{V}_{HP}(2)} \quad (65)$$

### 3.2.5 Προσομοίωση ατμοποιητή

Ο ατμοποιητής πραγματοποιεί την ισόθλιπη μεταβολή  $4 \rightarrow 1$  με βάση το Σχήμα 8. Όπως αναφέρθηκε, η ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου πραγματοποιείται με την παροχή θερμού νερού μέσω ήδη υπάρχοντος κυκλώματος ηλιακών συλλεκτών. Συνεπώς, η κατανάλωση του κυκλοφορητή θερμού νερού δεν λαμβάνεται υπόψη στη συγκεκριμένη εφαρμογή.



### 3.2.5.1 Συνθήκες θερμού νερού

Η πίεση του θερμού νερού στην είσοδο του εναλλάκτη  $p_{water}$  είναι δεδομένη και θεωρείται σταθερή.

Η θερμοκρασία του θερμού νερού στην είσοδο του εναλλάκτη θεωρείται σταθερή και ίση με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας (δεδομένη):

$$T_{water,in} = T_{source} \quad (66)$$

Η ενθαλπία νερού στην είσοδο του ατμοποιητή, με τη σειρά της, είναι συνάρτηση της πίεσης και της θερμοκρασίας νερού στην είσοδο του ατμοποιητή:

$$h_{water,in} = f(p_{water}, T_{water,in}) \quad (67)$$

Μέσα στον ατμοποιητή το νερό αποδίδει θερμότητα, άρα η θερμοκρασία του κατεβαίνει κατά μία δεδομένη τιμή  $\Delta T_{water}$ . Η θερμοκρασία που έχει στην έξοδο του ατμοποιητή ισούται με:

$$T_{water,out} = T_{water,in} - \Delta T_{water} \quad (68)$$

Η ενθαλπία νερού στην έξοδο του ατμοποιητή, με τη σειρά της, είναι συνάρτηση της πίεσης στην είσοδο (δεν υπάρχουν απώλειες πίεσης) και της θερμοκρασίας στην έξοδο του ατμοποιητή:

$$h_{water,out} = f(p_{water}, T_{water,out}) \quad (69)$$

Τέλος, η παροχή μάζας του θερμού νερού υπολογίζεται μέσω της θερμικής ισχύος του ατμοποιητή θεωρώντας ότι δεν υπάρχουν απώλειες θερμότητας:

$$\dot{m}_{water} = \frac{Q_{evap,HP}}{h_{water,in} - h_{water,out}} \quad (70)$$

### 3.2.5.2 Υπολογισμός επιφάνειας συναλλαγής

Για τον υπολογισμό της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής του ατμοποιητή εφαρμόζεται και πάλι η μέθοδος  $LMTD$  σύμφωνα με τη σχέση [69]:

$$Q_{evap,HP} = U_2 \cdot A_2 \cdot LMTD_2 \quad (71)$$

Όπου  $Q_{evap,HP}$  σε  $W$ ,  $U_2$  ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη ( $=675 \text{ W/m}^2\text{K}$ ),  $A_2$  η συνολική επιφάνεια συναλλαγής,  $LMTD_2$  η μέση θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρευστά. Σε αντίθεση με τον συμπυκνωτή του ORC, ο συγκεκριμένος εναλλάκτης είναι αντιρροής και δεν απαιτεί την εισαγωγή διορθωτικού παράγοντα.

Η ποσότητα  $LMTD_2$  ορίζεται ως εξής:

$$LMTD_2 = \frac{\Delta T_{a2} - \Delta T_{b2}}{\ln \frac{\Delta T_{a2}}{\Delta T_{b2}}} \quad (72)$$

Όπου  $\Delta T_{a2}$  η θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευστών στη μία πλευρά του εναλλάκτη (υποθετικά 'α') και  $\Delta T_{b2}$  η θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευστών στην άλλη πλευρά του εναλλάκτη (υποθετικά 'β'):

$$\Delta T_{a2} = T_{water,in} - T_1 \quad (73)$$

$$\Delta T_{b2} = T_{water,out} - T_4 \quad (74)$$

Σύμφωνα με όλα τα παραπάνω, υπολογίζεται η συνολική επιφάνεια συναλλαγής  $A_2$  από την εξίσωση (71).

### 3.3 Εναλλάκτης PCM

Η προσομοίωση του εναλλάκτη PCM περιλαμβάνει τον υπολογισμό της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής για κάθε μία από τις δύο λειτουργίες (HP και ORC) και την επιλογή της μεγαλύτερης ως τελική επιφάνεια. Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $U_3$ , που είναι γνωστός και ίσος με  $68 \text{ W/m}^2\text{K}$ , θεωρείται κοινός για τις δύο λειτουργίες. Δεδομένου ότι στον συγκεκριμένο εναλλάκτη δεν γίνεται μετάδοση θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών, αλλά μεταξύ ενός ρευστού και ενός υλικού με σταθερή θερμοκρασία, ακολουθήθηκε η ίδια μεθοδολογία με πριν, με μόνη διαφορά ότι το PCM θεωρήθηκε ρευστό με ίση θερμοκρασία και στις δύο πλευρές του εναλλάκτη.

#### 3.3.1 Υπολογισμός επιφάνειας συναλλαγής HP

Για τον υπολογισμό της επιφάνειας συναλλαγής του εναλλάκτη κατά τη λειτουργία HP εφαρμόζεται κατά τα γνωστά η μέθοδος  $LMTD$  σύμφωνα με τη σχέση [50], [69]:

$$Q_{cond,HP} = U_3 \cdot A_{3,HP} \cdot LMTD_{3,HP} \quad (75)$$

Όπου  $Q_{cond,HP}$  σε  $W$ ,  $U_3$  ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη,  $A_{3,HP}$  η συνολική επιφάνεια συναλλαγής κατά τη λειτουργία HP,  $LMTD_{3,HP}$  η μέση θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο εργαζόμενο ρευστό και στο PCM κατά τη λειτουργία HP.

Η ποσότητα  $LMTD_{3,HP}$  ορίζεται ως εξής:

$$LMTD_{3,HP} = \frac{\Delta T_{a3,HP} - \Delta T_{b3,HP}}{\ln \frac{\Delta T_{a3,HP}}{\Delta T_{b3,HP}}} \quad (76)$$

Όπου  $\Delta T_{a3,HP}$  η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ ρευστού και PCM στη μία πλευρά του εναλλάκτη κατά τη λειτουργία HP (υποθετικά 'α') και  $\Delta T_{b3,HP}$  η θερμοκρασιακή διαφορά

μεταξύ ρευστού και PCM στην άλλη πλευρά του εναλλάκτη κατά τη λειτουργία HP (υποθετικά 'b'):

$$\Delta T_{a3,HP} = T_{2,HP} - T_{PCM} \quad (77)$$

$$\Delta T_{b3,HP} = T_{3,HP} - T_{PCM} \quad (78)$$

Σύμφωνα με τα παραπάνω, υπολογίζεται η συνολική επιφάνεια συναλλαγής HP,  $A_{3,HP}$ , από την εξίσωση (75).

### 3.3.2 Υπολογισμός επιφάνειας συναλλαγής ORC

Για τον υπολογισμό της επιφάνειας συναλλαγής του εναλλάκτη κατά τη λειτουργία ORC εφαρμόζεται και πάλι η μέθοδος  $LMTD$  σύμφωνα με τη σχέση [50], [69]:

$$Q_{evap,ORC} = U_3 \cdot A_{3,ORC} \cdot LMTD_{3,ORC} \quad (79)$$

Όπου  $Q_{evap,ORC}$  σε  $W$ ,  $U_3$  ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη,  $A_{3,ORC}$  η συνολική επιφάνεια συναλλαγής κατά τη λειτουργία ORC,  $LMTD_{3,ORC}$  η μέση θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο εργαζόμενο ρευστό και στο PCM κατά τη λειτουργία ORC.

Η ποσότητα  $LMTD_{3,ORC}$  ορίζεται ως εξής:

$$LMTD_{3,ORC} = \frac{\Delta T_{a3,ORC} - \Delta T_{b3,ORC}}{\ln \frac{\Delta T_{a3,ORC}}{\Delta T_{b3,ORC}}} \quad (80)$$

Όπου  $\Delta T_{a3,ORC}$  η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ ρευστού και PCM στη μία πλευρά του εναλλάκτη κατά τη λειτουργία ORC (υποθετικά 'a') και  $\Delta T_{b3,ORC}$  η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ ρευστού και PCM στην άλλη πλευρά του εναλλάκτη κατά τη λειτουργία ORC (υποθετικά 'b'):

$$\Delta T_{a3,ORC} = T_{PCM} - T_{2,ORC} \quad (81)$$

$$\Delta T_{b3,ORC} = T_{PCM} - T_{1,ORC} \quad (82)$$

Σύμφωνα με τα παραπάνω, υπολογίζεται η συνολική επιφάνεια συναλλαγής ORC,  $A_{3,ORC}$ , από την εξίσωση (79).

### 3.3.3 Τελική επιλογή επιφάνειας συναλλαγής

Όπως αναφέρθηκε, η μεγαλύτερη επιφάνεια από τις δύο που υπολογίστηκαν παραπάνω αποτελεί και την τελική επιλογή συνολικής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας για τον εναλλάκτη PCM:

$$A_3 = \max(A_{3,HP}, A_{3,ORC}) \quad (83)$$

### 3.4 Συνολικό μοντέλο

Η μοντελοποίηση του συνολικού συστήματος περιλαμβάνει όλες τις επιμέρους προσομοιώσεις που περιγράφηκαν προηγουμένως, την κατάλληλη σύνδεσή τους μέσω του κώδικα μοντελοποίησης καθώς και τη δημιουργία των απαραίτητων διαγραμμάτων.

Μια σημαντική παραδοχή που έγινε στα πλαίσια της συνολικής μοντελοποίησης του συστήματος της μπαταρίας είναι ότι ο χρόνος πλήρους φόρτισης  $chr g_{hours}$  (σε ώρες) θεωρείται σταθερός και ίσος με τον χρόνο πλήρους αποφόρτισης. Αυτό, σε συνδυασμό με την παραδοχή ότι όλες οι συνιστώσες (και το σύστημα συνολικά) λειτουργούν στην ονομαστική ισχύ, μας δίνει τη δυνατότητα υπολογισμού ενός βασικού μεγέθους, της *συνολικής χωρητικότητας της μονάδας αποθήκευσης* (σε kWh). Ο υπολογισμός γίνεται απλά, πολλαπλασιάζοντας τη θερμική ισχύ του συμπυκνωτή HP με τον χρόνο φόρτισης:

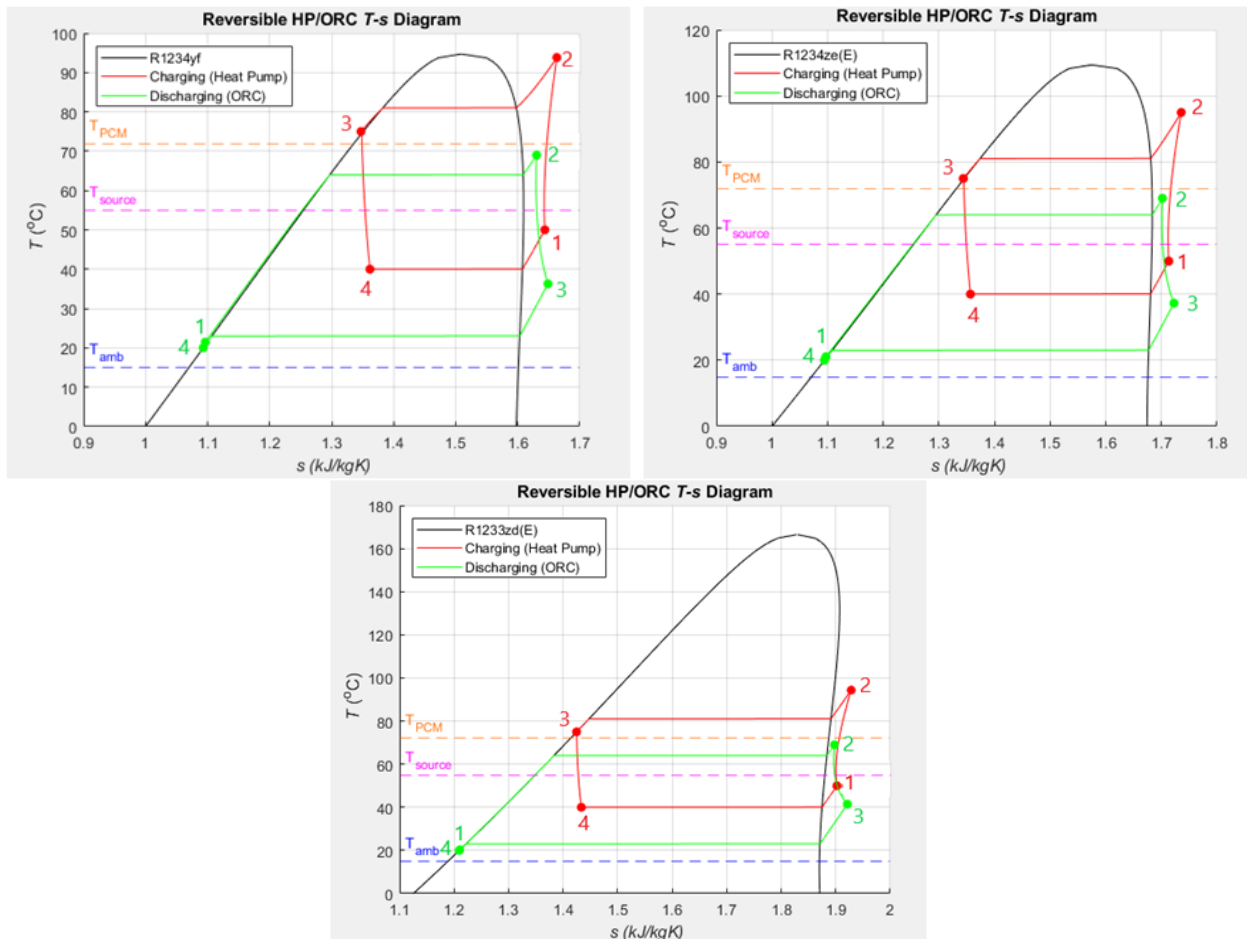
$$tank_{capacity} = chr g_{hours} \cdot Q_{cond,HP} \quad (84)$$

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα T-s, καθώς και τα διαγράμματα Q-T κάθε εναλλάκτη, τα οποία προέκυψαν κατά την προκαταρκτική μελέτη που πραγματοποιήθηκε, για κάθε ένα από τα τρία υποψήφια εργαζόμενα ρευστά που αναφέρθηκαν στην παράγραφο 2.3. Όλες οι συνθήκες και παράμετροι λειτουργίας είναι κοινές και στις τρεις περιπτώσεις, χωρίς ωστόσο να αποτελούν απαραίτητα τις βέλτιστες, οι οποίες θα προκύψουν έπειτα από την οικονομοτεχνική αξιολόγηση στο ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. Συνεπώς τα παρακάτω διαγράμματα έχουν περισσότερο ποιοτικό, παρά ποσοτικό χαρακτήρα. Για λόγους πληρότητας, πριν την παρουσίαση των διαγραμμάτων, παρατίθεται πίνακας με τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος κατά την *προκαταρκτική μελέτη* που πραγματοποιήθηκε:

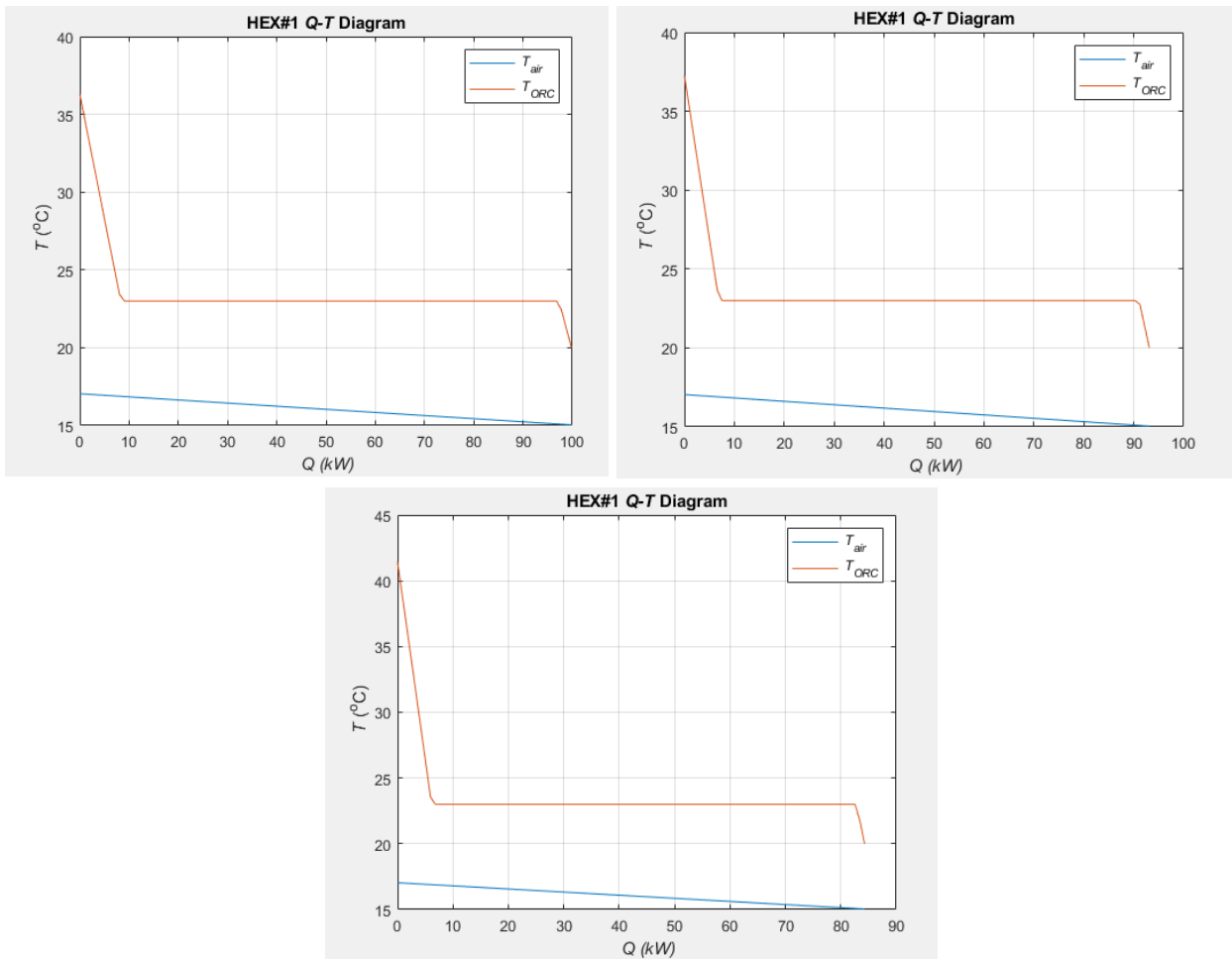
Πίνακας 5: Συνθήκες λειτουργίας κατά την προκαταρκτική μελέτη.

Δεδομένα	Περιγραφή	Τιμή	Πηγή
$T_{amb}$	Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος	15 °C	-
$PP_{cond}$	Pinch Point συμπυκνωτή ORC	5 K	[25]
$\Delta T_{sbc,ORC}$	Υπόψυξη συμπυκνωτή ORC	3 K	[25]
$T_{PCM}$	Θερμοκρασία αλλαγής φάσης PCM	72 °C	-
$PP_{PCM}$	Pinch Point εναλλάκτη PCM (κοινό για φόρτιση και εκφόρτιση)	3 K	-
$\Delta T_{sh,ORC}$	Υπερθέρμανση ατμοποιητή ORC	5 K	[25]
$\eta_{is,pump}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	0.5	[38]
$\eta_{is,exp}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή	0.7	-
$p_{amb}$	Πίεση αέρα περιβάλλοντος	1.01325 bar	-
$\Delta p_{fan}$	Αύξηση πίεσης αέρα στον ανεμιστήρα	0.0005 bar	-
$\Delta T_{air}$	Αύξηση θερμοκρασίας αέρα στον συμπυκνωτή ORC	2 K	[25]
$P_{el,net,ORC}$	Καθαρή παραγόμενη ισχύς συστήματος κατά την αποφόρτιση	5 kW	-
$\delta m$	Συνθήκη σύγκλισης επαναληπτικής διαδικασίας	0.001 kg	-
$U_1$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας	425 W/m <sup>2</sup> K	[77]

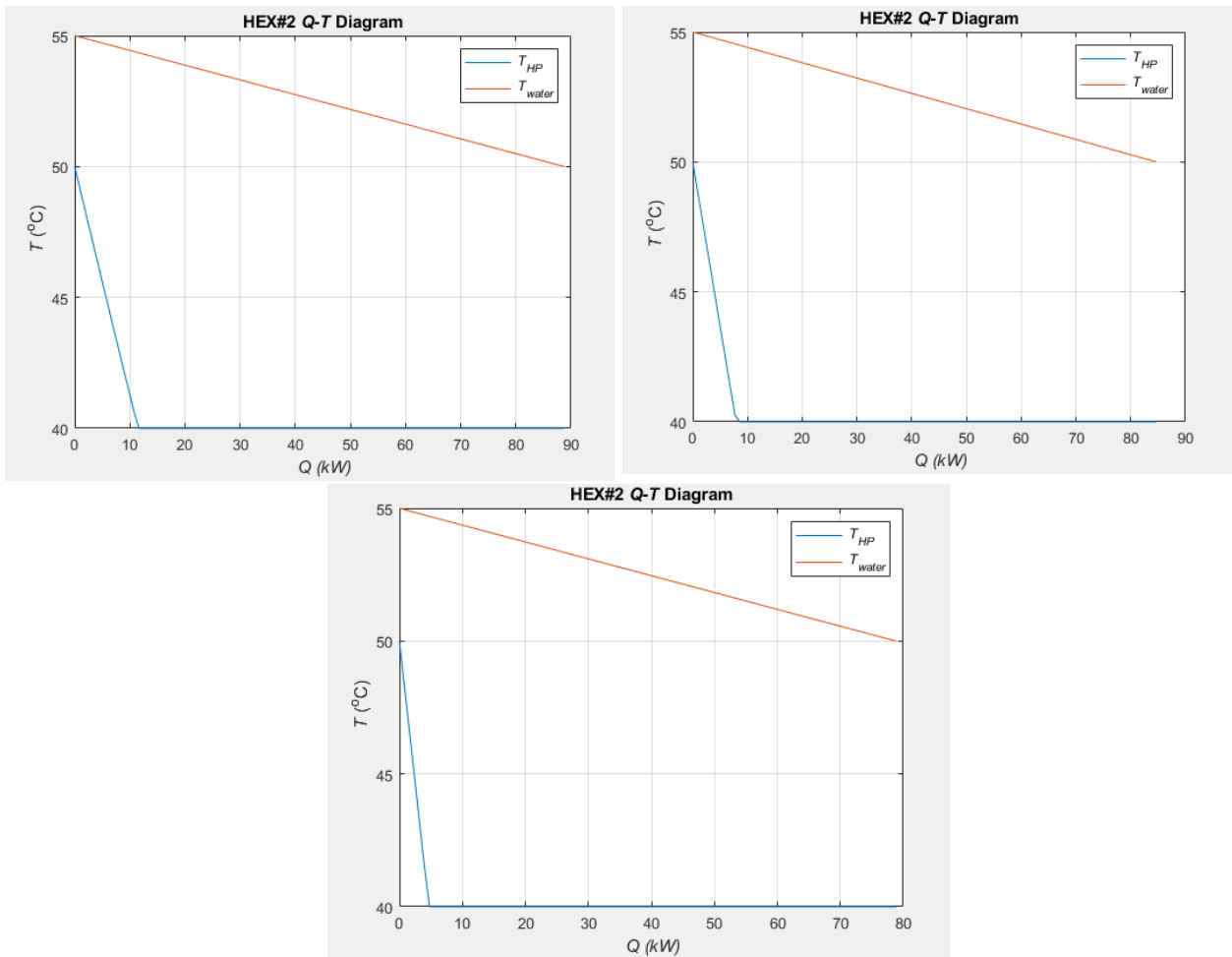
	συμπυκνωτή ORC		
$T_{source}$	Θερμοκρασία θερμού νερού πηγής (από ηλιακούς συλλέκτες)	55 °C	-
$PP_{evap}$	Pinch Point ατμοποιητή HP	5 K	[18]
$\Delta T_{sh,HP}$	Υπερθέρμανση ατμοποιητή HP	10 K	-
$\Delta T_{sbc,HP}$	Υπόψυξη συμπυκνωτή HP	6 K	-
$\eta_{is,comp}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	0.7	-
$\eta_{TES}$	Βαθμός απόδοσης μονάδας θερμικής αποθήκευσης	0.95	[7]
$p_{water}$	Πίεση (απόλυτη) θερμού νερού	3 bar	[25]
$\Delta T_{water}$	Πτώση θερμοκρασίας θερμού νερού στον ατμοποιητή HP	5 K	-
$U_2$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ατμοποιητή HP	675 W/m <sup>2</sup> K	[77]
$U_3$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εναλλάκτη PCM (κοινός για φόρτιση και εκφόρτιση)	68 W/m <sup>2</sup> K	[51], [58]
$chg_{hours}$	Χρόνος πλήρους φόρτισης (ίδιος για πλήρη αποφόρτιση)	4 h	[8]



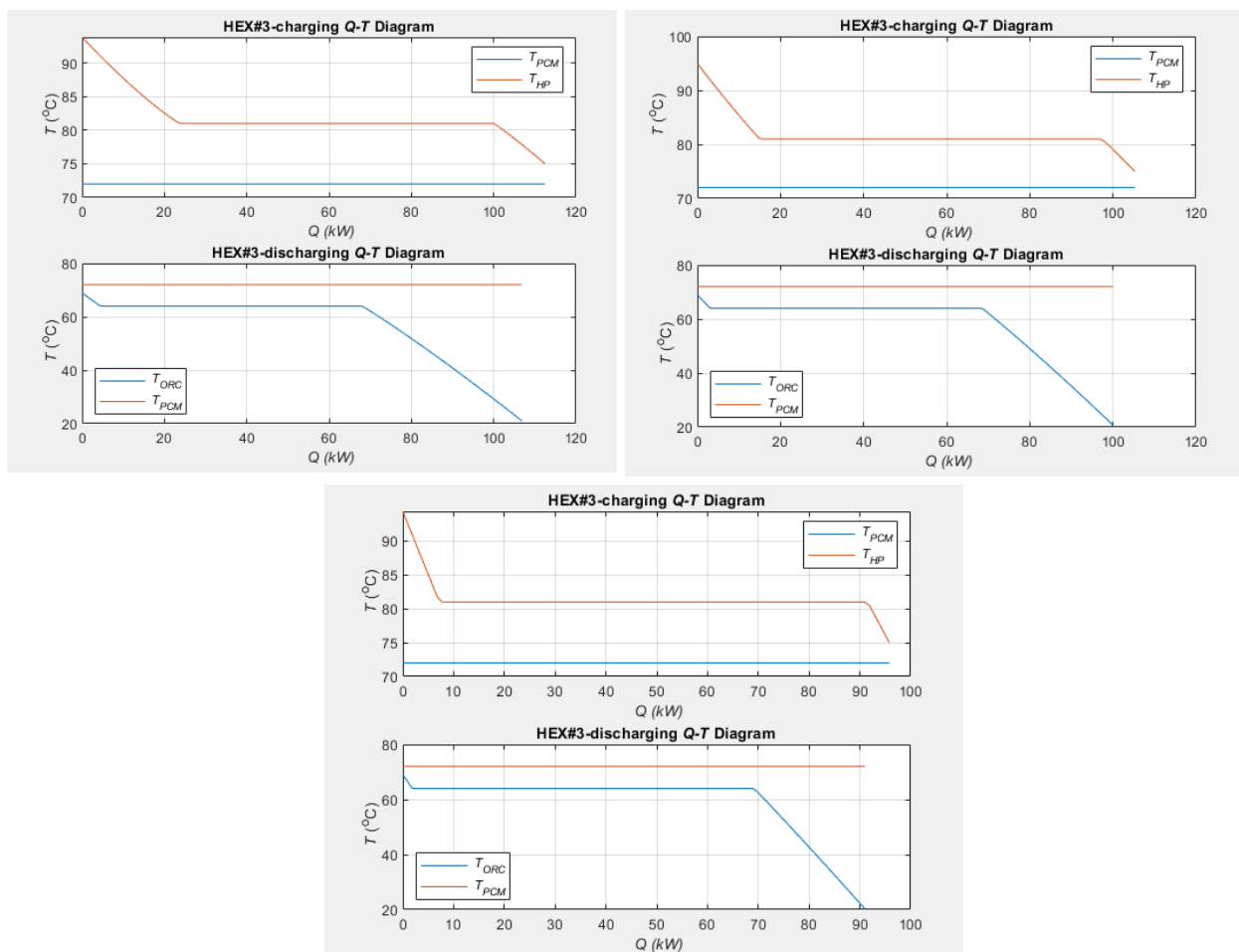
Σχήμα 42: Διαγράμματα T-s για υποψήφια εργαζόμενα ρευστά: R1234yf (πάνω - αριστερά), R1234ze(E) (πάνω - δεξιά), R1233zd(E) (κάτω).



Σχήμα 43: Διαγράμματα  $Q$ - $T$  συμπυκνωτή ORC για υποψήφια εργαζόμενα ρευστά: R1234yf (πάνω - αριστερά), R1234ze(E) (πάνω - δεξιά), R1233zd(E) (κάτω).



Σχήμα 44: Διαγράμματα Q-T ατμοποιητή HP για υποψήφια εργαζόμενα ρευστά: R1234yf (πάνω - αριστερά), R1234ze(E) (πάνω - δεξιά), R1233zd(E) (κάτω).



Σχήμα 45: Διαγράμματα  $Q$ - $T$  εναλλάκτη PCM για υποψήφια εργαζόμενα ρευστά: R1234yf (πάνω - αριστερά), R1234ze(E) (πάνω - δεξιά), R1233zd(E) (κάτω).

### 3.5 Τελική επιλογή εξαρτημάτων

Με βάση τα αποτελέσματα της προκαταρκτικής μελέτης που παρουσιάστηκαν παραπάνω, στην παρούσα ενότητα πραγματοποιείται η τελική επιλογή για δύο από τα βασικά εξαρτήματα του συστήματος, που είναι η **τροφοδοτική αντλία** και ο **συμπιεστής**.

Όσον αφορά τους εναλλάκτες θερμότητας, λόγω της πληθώρας εμπορικών εναλλακτών κάθε είδους, αλλά και της κρισιμότητας της επιλογής για τη συνολική συμπεριφορά του συστήματος, επιλέχθηκε στη συγκεκριμένη ενότητα να μη γίνει ακριβής επιλογή εταιριών και μοντέλων, μιας και ο σκοπός της συγκεκριμένης εργασίας είναι η γενικότερη μελέτη λειτουργίας της μπαταρίας Carnot.

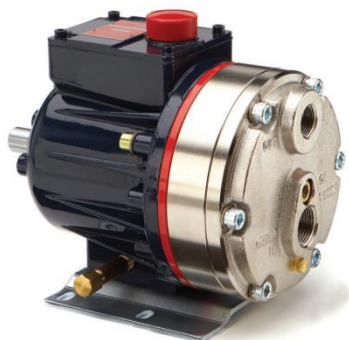
#### 3.5.1 Επιλογή αντλίας

Σύμφωνα με τα παραπάνω, όσον αφορά την τροφοδοτική αντλία, επιλέγεται συγκεκριμένα μοντέλο της σειράς D-10 από την εταιρία Hydra-Cell [24] (Σχήμα 46). Η συγκεκριμένη σειρά αντλιών έχει τα εξής χαρακτηριστικά:



Πίνακας 6: Χαρακτηριστικά μοντέλων αντλίας σειράς D-10 της Hydra-Cell [24].

Μέγιστη παροχή όγκου	5,6 m <sup>3</sup> /s
Μέγιστη πίεση	103 bar για αντλίες με Μεταλλική Κεφαλή
	24 bar για αντλίες με Μη-μεταλλική Κεφαλή



α) Κεφαλή από χυτοσίδηρο.



β) Κεφαλή από ορείχαλκο.



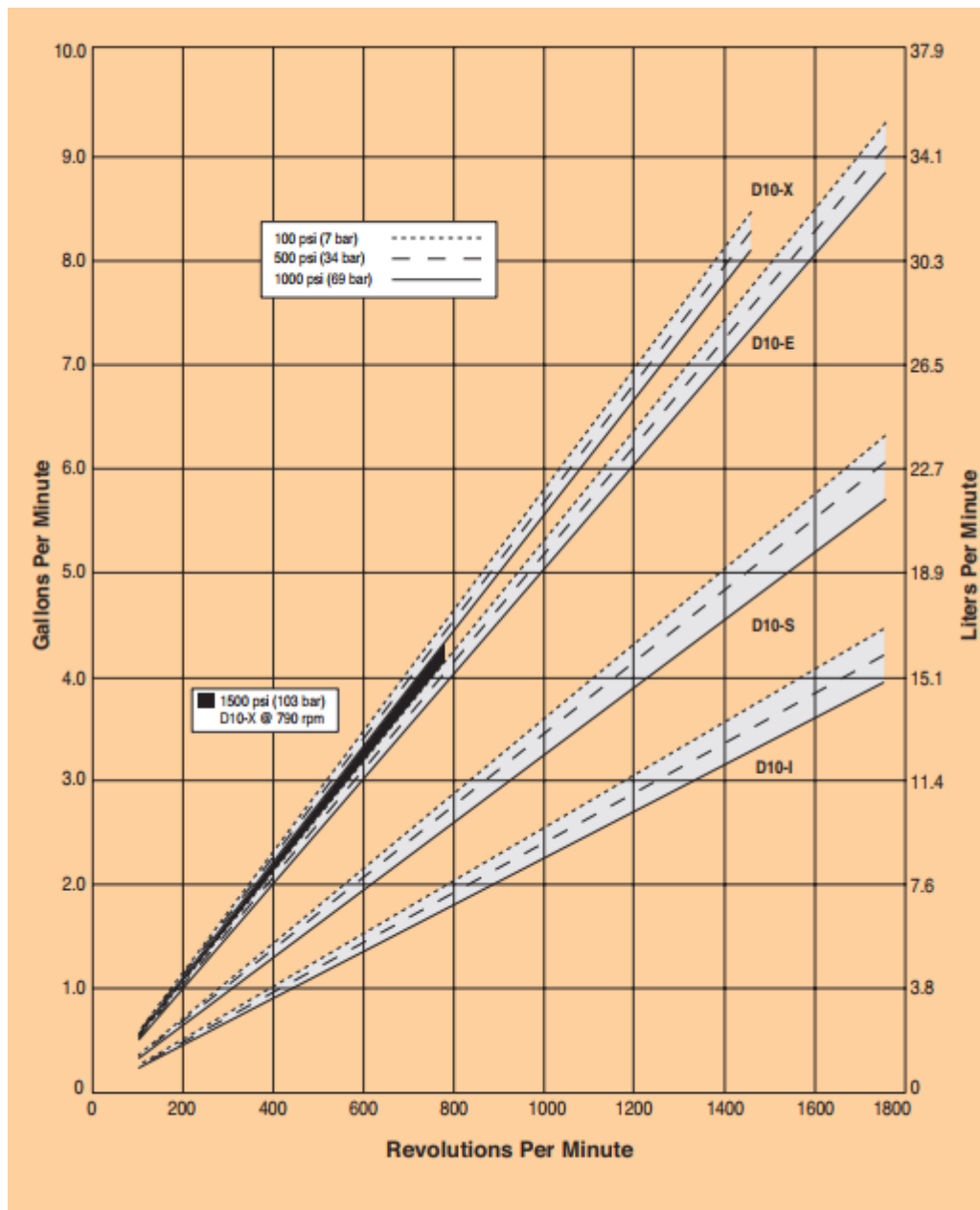
γ) Κεφαλή από πολυπροπυλένιο.



δ) Κεφαλή από ανοξείδωτο ατσάλι 316L και φλάντζες ANSI.

Σχήμα 46: Αντλίες D-10 της εταιρίας Hydra-Cell [24].

Το τελικό μοντέλο επιλέγεται σύμφωνα με το διάγραμμα χαρακτηριστικών καμπυλών των αντλιών σειράς D-10 που φαίνεται στο Σχήμα 47 παρακάτω. Θεωρώντας ταχύτητα περιστροφής στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας ίση με 1500 rpm και παροχή όγκου, έπειτα από την προκαταρκτική μελέτη, ίση με 18,8 lt/min, επιλέγεται τελικά το μοντέλο **D10-S**.



Σχήμα 47: Χαρακτηριστικές καμπύλες αντλίας D-10 της Hydra-Cell [24].

### 3.5.2 Επιλογή συμπιεστή

Όσον αφορά τον συμπιεστή, με βάση τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος και σύμφωνα με παρόμοιες μελέτες από τη βιβλιογραφία [18], [30], [32] επιλέγεται η εταιρία Copeland [39], η οποία διαθέτει πληθώρα μοντέλων συμπιεστών scroll.

Πιο συγκεκριμένα επιλέγεται η σειρά ZR, καθώς περιλαμβάνει μοντέλα με εύρος ογκομετρικής παροχής από 4,4 m<sup>3</sup>/h έως 175,7 m<sup>3</sup>/h σύμφωνα με τον κατασκευαστή, μιας και ο συμπιεστής του συστήματος στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, κατά την προκαταρκτική μελέτη, διακινεί παροχή ίση με 172,4 m<sup>3</sup>/h. Το μοναδικό μοντέλο από τη συγκεκριμένη σειρά που πληροί αυτή την προϋπόθεση είναι το **ZR760KCE-FWM** (scroll ημι-ερμητικού τύπου), το οποίο φαίνεται στο Σχήμα 48. Επιπλέον η μέγιστη ψυκτική του ικανότητα σύμφωνα με τον κατασκευαστή είναι 162,6 kW<sub>th</sub>, τιμή που μεγάλη διαφορά ασφαλείας από την ονομαστική ψυκτική ισχύ του ατμοποιητή Αντλίας Θερμότητας του συστήματος, η οποία ισούται με 78,8 kW<sub>th</sub>.



*Σχήμα 48: Μοντέλο ZR760KCE-FWM της εταιρίας Copeland [39].*

## 4.1 Τεχνικοί δείκτες

### 4.1.1 Ετήσιος βαθμός απόδοσης (roundtrip efficiency – $\varepsilon_{rt}$ )

Προκειμένου να αξιολογηθεί η απόδοση ενός ενεργειακού συστήματος αποθήκευσης όπως η μπαταρία Carnot, δεν αρκεί ο ορισμός του θερμικού βαθμού απόδοσης ενός κύκλου ORC ή ο συντελεστής απόδοσης COP ενός κύκλου Αντλίας θερμότητας. Τα δύο αυτά μεγέθη είναι καθοριστικά για την αποδοτική λειτουργία της αποφόρτισης και φόρτισης αντίστοιχα, χωρίς ωστόσο το κάθε ένα μόνο του να εγγυάται ότι και το συνολικό σύστημα λειτουργεί αποδοτικά.

Ο σημαντικότερος τεχνικός δείκτης σε ένα σύστημα αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας είναι ο ετήσιος ή κυκλικός βαθμός απόδοσης (roundtrip efficiency –  $\varepsilon_{rt}$  ή  $\eta_{P2P}$ ), οποίος ορίζεται ως το πηλίκο της καθαρής παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας προς την ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώθηκε από το σύστημα. Στην περίπτωση της μπαταρίας Carnot ορίζεται ως εξής [8]:

$$\varepsilon_{rt} = \eta_{P2P} = \frac{P_{el,net,ORC}}{P_{el,HP}} \quad (85)$$

Αντικαθιστώντας τα ενεργειακά μεγέθη του πηλίκου με τις σχέσεις (31), (58) και (62) προκύπτει ο εναλλακτικός ορισμός του ετήσιου βαθμού απόδοσης ως εξής:

$$\varepsilon_{rt} = COP_{HP} \cdot \eta_{TES} \cdot \eta_{ORC} \quad (86)$$

Δηλαδή, ο ετήσιος βαθμός απόδοσης είναι το γινόμενο των δεικτών απόδοσης των τριών λειτουργιών της μπαταρίας (φόρτιση – αποθήκευση – αποφόρτιση).

Στην περίπτωση μπαταρίας Carnot με θερμική ενσωμάτωση, όπως το σύστημα που μελετάμε, υπάρχει η πιθανότητα ο ετήσιος βαθμός απόδοσης να ξεπεράσει τη μονάδα, όταν η αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας αυξηθεί σημαντικά με συνέπεια τη μείωση της πλεονάζουσας ηλεκτρικής ενέργειας που απορροφά το σύστημα. Μια τέτοια κατάσταση, όπως αναφέρθηκε εξ' αρχής, εκφυλλίζει το χαρακτήρα της μπαταρίας σε σύστημα αξιοποίησης θερμότητας. Συνεπώς, η αξιοποίηση θερμότητας είναι έως ένα βαθμός επιθυμητή για την αύξηση της απόδοσης, όσο δεν αποκτά κεντρικό ρόλο στο σύστημα.

Εάν ο σκοπός είναι να μελετηθεί η συνολική απόδοση του συστήματος συμπεριλαμβανομένης της απορριπτόμενης θερμότητας, θα έπρεπε να οριστεί ο κλασικός συνολικός βαθμός απόδοσης  $\eta_{tot}$  [6]:

$$\eta_{tot} = \frac{P_{el,net,ORC}}{P_{el,HP} + Q_{evap,HP}} \neq \varepsilon_{rt} \quad (87)$$

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης  $\eta_{tot}$  είναι προφανώς διαφορετικός από τον ετήσιο βαθμό απόδοσης  $\varepsilon_{rt}$  και στη συγκεκριμένη εργασία, δεν χρησιμοποιείται περαιτέρω.

## 4.2 Οικονομικοί δείκτες

Οι οικονομικοί δείκτες είναι σημαντικοί για την περιγραφή οποιασδήποτε επένδυσης, καθώς είναι εκείνοι που στο τέλος καθορίζουν αν η επένδυση είναι βιώσιμη, άρα και ελκυστική. Δύο από τους ευρύτερα χρησιμοποιούμενους οικονομικούς δείκτες λήφθηκαν υπόψη στην παρούσα εργασία και παρουσιάζονται στη συνέχεια.

### 4.2.1 Ανηγμένο κόστος επένδυσης (SIC)

Το ανηγμένο κόστος επένδυσης  $SIC$  (€/kW<sub>el</sub>) ισούται με το συνολικό κόστος επένδυσης για αγορά και εγκατάσταση (εργατικά κόστη) όλων των επιμέρους συνιστωσών του συστήματος (€), ανηγμένο στην καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ του συστήματος (kW<sub>el</sub>) [70], [71]:

$$SIC = \frac{Invest}{P_{el,net,ORC}} \left( \frac{\text{€}}{\text{kW}_{el}} \right) \quad (88)$$

Το συνολικό κόστος επένδυσης  $Invest$  περιλαμβάνει όλα τα επιμέρους κόστη που θεωρήθηκαν για το υπό μελέτη σύστημα. Για κάθε συνιστώσα, το κόστος ορίζεται συναρτήσει ορισμένων χαρακτηριστικών της μεγεθών, όπως π.χ. η επιφάνεια συναλλαγής για έναν εναλλάκτη θερμότητας. Συνοπτικά, οι σχέσεις υπολογισμού κάθε επιμέρους κόστους παρουσιάζονται παρακάτω (Πίνακας 7). Αξίζει να σημειωθεί ότι το κόστος του εναλλάκτη του PCM προσαυξάνεται κατά 20% λόγω της απαραίτητης τροποποίησης στην οποία υπόκειται ένας εμπορικός εναλλάκτης προκειμένου να λειτουργήσει στη συγκεκριμένη εφαρμογή.

$$Invest = C_{machine} + C_{gen} + C_{HEX1} + C_{HEX2} + C_{HEX3} + C_{PCM} + C_{pump} + C_{valve} + C_{fluid} + C_{labor} \quad (89)$$

Πίνακας 7: Συσχετίσεις υπολογισμού για τα επιμέρους κόστη επένδυσης.

Επιμέρους κόστη	Περιγραφή	Τιμή [€]	Πηγή
$C_{machine}$	Αντιστρεπτός Συμπιεστής/Εκτονωτής ( $\dot{V}_{ORC}(2)$ η παροχή όγκου στην είσοδο του εκτονωτή σε [m <sup>3</sup> /s])	$1,5 \cdot (225 + 170 \cdot \dot{V}_{ORC}(2))$	[38]
$C_{gen}$	Ηλ. Κινητήρας/Γεννήτρια ( $P_{el,net,ORC}$ η καθαρή ηλεκτρική ισχύς της γεννήτριας σε [kW <sub>el</sub> ])	$71,7 \cdot P_{el,net,ORC}^{0,95}$	[72]
$C_{HEX1}$	Συμπυκνωτής ORC ( $A_1$ επιφάνεια συναλλαγής σε [m <sup>2</sup> ])	$297 \cdot A_1$	[70]
$C_{HEX2}$	Ατμοποιητής HP ( $A_2$ επιφάνεια συναλλαγής σε [m <sup>2</sup> ])	$256,89 \cdot A_2 + 136,12$	[25]
$C_{HEX3}$	Εναλλάκτης PCM ( $A_3$ επιφάνεια συναλλαγής σε [m <sup>2</sup> ]) (προσαύξηση 20% λόγω τροποποίησης)	$297 \cdot A_3 \cdot 1,2$	[70]
$C_{PCM}$	Υλικό PCM (ανηγμένο κόστος 4,3125 €/kWh <sub>th</sub> ) ( $tank_{capacity}$ η χωρητικότητα της μονάδας αποθήκευσης σε [kWh <sub>th</sub> ])	$4,3125 \cdot tank_{capacity}$	[73]

$C_{pump}$	Αντλία ( $P_{el,pump}$ η ηλ. κατανάλωση αντλίας σε [kW <sub>el</sub> ])	$900 \cdot \left( P_{el,pump} \cdot \frac{1000}{300} \right)^{0,25}$	[38]
$C_{valve}$	Εκτονωτική βαλβίδα	150	[32]
$C_{fluid}$	Εργαζόμενο ρευστό (ανηγμένο κόστος 40 €/kg) (ποσότητα 0,3 kg/kW <sub>ψύξης</sub> ) ( $Q_{evap,HP}$ η 'ψυκτική' ισχύς της HP σε [kW <sub>ψύξης</sub> ])	$40 \cdot 0,3 \cdot Q_{evap,HP}$	[18]
$C_{labor}$	Κόστος εγκατάστασης (εργατικά κόστη)	20% επί του συνόλου	[32]

#### 4.2.2 Σταθμισμένο κόστος αποθήκευσης (LCOS)

Το σταθμισμένο κόστος αποθήκευσης LCOS (€/kWh<sub>el</sub>) είναι ίσως ο σημαντικότερος και ο πλέον έμπιστος επενδυτικός δείκτης όσον αφορά τα έργα αποθήκευσης. Η μέθοδος υπολογισμού είναι ίδια με αυτή του σταθμισμένου κόστους ηλεκτρικής ενέργειας (LCOE) με μόνη διαφορά ότι ο δεύτερος χρησιμοποιείται σε έργα παραγωγής και όχι αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας.

Η βασική λογική και των δύο δεικτών είναι ο υπολογισμός μιας τιμής πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από το σύστημα κατά την αποφόρτισή του, η οποία είναι η ελάχιστη που απαιτείται ώστε να υπάρχει μηδενική ζημία ή κέρδος στο τέλος της διάρκειας ζωής του συστήματος. Σκοπός του συγκεκριμένου δείκτη είναι η οικονομική σύγκριση του υπό μελέτη συστήματος αποθήκευσης σε σχέση με άλλα διαφορετικής κυρίως τεχνολογίας, προκειμένου να συμπεράνουμε κατά πόσο η επένδυση είναι οικονομικά βιώσιμη και ελκυστική.

Για τον υπολογισμό του LCOS ισχύει η παρακάτω γενική σχέση:

$$LCOS = \frac{\text{Συνολικά έξοδα στη διάρκεια ζωής}}{\text{Συνολική αποφόρτιση (παραγωγή) ενέργειας}} \left( \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{el}} \right) \quad (90)$$

Επειδή τόσο τα έσοδα όσο και τα έξοδα πραγματοποιούνται σε διαφορετικές χρονικές στιγμές  $t$ , έχουν διαφορετική αξία χρήματος. Συνεπώς, πρέπει να γίνει η αναγωγή τους στη χρονική στιγμή αξιολόγησης. Η αναγωγή πραγματοποιείται με τη χρήση του επιτοκίου προεξόφλησης  $r$  το οποίο εξαρτάται από πολλούς παράγοντες, όπως το σχήμα χρηματοδότησης, τον κίνδυνο της συγκεκριμένης επένδυσης, το χρονικό ορίζοντα κτλ. Στη συγκεκριμένη ανάλυση χρησιμοποιείται το ονομαστικό (nominal) επιτόκιο προεξόφλησης, δηλαδή μια σταθερή-σημερινή τιμή (και όχι προσαρμοσμένη με βάση τον πληθωρισμό – real) [74].

Η αναγωγή στην χρονική στιγμή αξιολόγησης των εσόδων και εξόδων που πραγματοποιούνται τη χρονική στιγμή  $t$  πραγματοποιείται διαιρώντας κάθε όρο εσόδων-εξόδων με την ποσότητα  $(1+r)^t$ . Έτσι, κατά τη διάρκεια ζωής της εγκατάστασης, τα συνολικά αναγόμενα έσοδα και έξοδα στη χρονική στιγμή αξιολόγησης θα είναι το άθροισμα των αναγόμενων εσόδων και εξόδων κάθε χρονικής στιγμής  $t$ . Έτσι προκύπτει η παρακάτω σχέση υπολογισμού του σταθμισμένου κόστους αποθήκευσης [11], [26], [74]:

$$LCOS = \frac{\text{Invest} + \sum_{t=1}^{n_{years}} \frac{C_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^{n_{years}} \frac{E_t}{(1+r)^t}} \left( \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{el}} \right) \quad (91)$$

Όπου:

- $n_{years}$ : Η διάρκεια ζωής της εγκατάστασης (20 χρόνια) [7], [11], [26], [75]
- $Invest$ : Το συνολικό κόστος επένδυσης σε [€] (σχέση (89))
- $C_t$ : Τα έξοδα αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας (για φόρτιση) και έξοδα λειτουργίας & συντήρησης το έτος  $t$  σε [€] (σχέση (92))
- $E_t$ : Η ενέργεια που αποφορτίστηκε (παράχθηκε) το έτος  $t$  σε [kWh<sub>el</sub>] (σχέση (93))
- $r$ : Το επιτόκιο προεξόφλησης (5%) [26], [74], [76]

Πιο συγκεκριμένα, τα ετήσια έξοδα είναι άθροισμα δύο ποσοτήτων ως εξής:

$$C_t = \underbrace{P_{el,HP} \cdot chr g_{hours} \cdot offpeak_{price}}_{\text{κόστος μίας πλήρους φόρτισης}} \cdot 365 + \underbrace{0,015 \cdot Invest}_{\text{έξοδα λειτουργίας και συντήρησης}} \quad (92)$$

Η ποσότητα ( $P_{el,HP} \cdot chr g_{hours} \cdot offpeak_{price}$ ) έχει μονάδες [€] και υποδηλώνει το κόστος για μία πλήρη φόρτιση της μπαταρίας. Θεωρώντας ότι το σύστημα πραγματοποιεί έναν κύκλο πλήρους φόρτισης/αποφόρτισης κάθε μέρα, η παραπάνω ποσότητα πολλαπλασιάζεται επί 365 ημέρες. Ο χρόνος πλήρους φόρτισης  $chr g_{hours}$  επιλέχθηκε να είναι σταθερός και ίσος με 4 ώρες. Το μέγεθος  $offpeak_{price}$  έχει μονάδες [€/kWh<sub>el</sub>] και υποδηλώνει την τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας κατά τις ώρες χαμηλής ζήτησης (off-peak), οπότε και συμφέρει η αγορά της. Η τιμή της θεωρήθηκε ίση με 0,03 €/kWh<sub>el</sub> [11].

Η ποσότητα ( $0,015 \cdot Invest$ ) έχει επίσης μονάδες € και υποδηλώνει τα ετήσια έξοδα λειτουργίας και συντήρησης (O&M) της εγκατάστασης, τα οποία θεωρήθηκαν ίσα με το 1,5% του συνολικού κόστους επένδυσης [76].

Η ετήσια παραγόμενη ενέργεια υπολογίζεται ως εξής:

$$E_t = \underbrace{P_{el,net,ORC} \cdot chr g_{hours}}_{\text{παραγωγή ενέργειας σε μία πλήρη αποφόρτιση}} \cdot 365 \quad (93)$$

Η ποσότητα ( $P_{el,net,ORC} \cdot chr g_{hours}$ ) έχει μονάδες kWh<sub>el</sub> και υποδηλώνει την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε μία πλήρη αποφόρτιση της μπαταρίας. Θεωρώντας ότι το σύστημα πραγματοποιεί έναν κύκλο πλήρους φόρτισης/αποφόρτισης κάθε μέρα, η παραπάνω ποσότητα πολλαπλασιάζεται επί 365 ημέρες. Ο χρόνος πλήρους αποφόρτισης  $chr g_{hours}$  επιλέχθηκε να είναι σταθερός και ίσος με τον χρόνο πλήρους φόρτισης, δηλαδή 4 ώρες.

### 4.3 Αποτελέσματα

Σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν, ένας υψηλός οικονομικός δείκτης δεν συνεπάγεται πάντα έναν υψηλό τεχνικό δείκτη, όπως ο ετήσιος βαθμός απόδοσης, και αντίστροφα. Κατά συνέπεια, κρίνεται απαραίτητη η συσχέτιση τους καθώς μεταβάλλονται διάφορες συνθήκες και παράμετροι λειτουργίας του συστήματος. Με αυτό τον τρόπο καθίσταται ευκολότερη η επιλογή των βέλτιστων συνθηκών και παραμέτρων λειτουργίας του συστήματος.

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται συνοπτικά όλες οι συνθήκες λειτουργίας του συστήματος που θεωρήθηκαν δεδομένες, καθώς και οι παράμετροι που εξετάστηκαν, τα αποτελέσματα των οποίων ακολουθούν στη συνέχεια. Όπως φαίνεται, για το Pinch Point του

εναλλάκτη PCM και τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του συμπιεστή/εκτονωτή και της αντλίας θεωρήθηκε εύρος τιμών, καθώς πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση ως προς αυτά τα μεγέθη.

Πίνακας 8: Συνθήκες λειτουργίας και παράμετροι συστήματος.

Λεδομένα/Παράμετροι	Περιγραφή	Τιμή	Πηγή
$T_{amb}$	Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος	15 °C	-
$PP_{cond}$	Pinch Point συμπυκνωτή ORC	5 K	[25]
$\Delta T_{sbc,ORC}$	Υπόψυξη συμπυκνωτή ORC	3 K	[25]
$T_{PCM}$	Θερμοκρασία αλλαγής φάσης PCM	46-83 °C	-
$PP_{PCM}$	Pinch Point εναλλάκτη PCM (κοινό για φόρτιση και εκφόρτιση)	3-15 K	-
$\Delta T_{sh,ORC}$	Υπερθέρμανση ατμοποιητή ORC	5 K	[25]
$\eta_{is,pump}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	0.5-0.7	[38]
$\eta_{is,exp}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή	0.5-0.7	-
$p_{amb}$	Πίεση αέρα περιβάλλοντος	1.01325 bar	-
$\Delta p_{fan}$	Αύξηση πίεσης αέρα στον ανεμιστήρα	0.0005 bar	-
$\Delta T_{air}$	Αύξηση θερμοκρασίας αέρα στον συμπυκνωτή ORC	2 K	[25]
$P_{el,net,ORC}$	Καθαρή παραγόμενη ισχύς συστήματος κατά την αποφόρτιση	5 kW	-
$\delta m$	Συνθήκη σύγκλισης επαναληπτικής διαδικασίας	0.001 kg	-
$U_1$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας συμπυκνωτή ORC	425 W/m <sup>2</sup> K	[77]
$T_{source}$	Θερμοκρασία θερμού νερού πηγής (από ηλιακούς συλλέκτες)	55 °C	-
$PP_{evap}$	Pinch Point ατμοποιητή HP	5 K	[18]
$\Delta T_{sh,HP}$	Υπερθέρμανση ατμοποιητή HP	10 K	-
$\Delta T_{sbc,HP}$	Υπόψυξη συμπυκνωτή HP	6 K	-
$\eta_{is,comp}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	0.5-0.7	-
$\eta_{TES}$	Βαθμός απόδοσης μονάδας θερμικής αποθήκευσης	0.95	[7]
$p_{water}$	Πίεση (απόλυτη) θερμού νερού	3 bar	[25]
$\Delta T_{water}$	Πτώση θερμοκρασίας θερμού νερού στον ατμοποιητή HP	5 K	-
$U_2$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ατμοποιητή HP	675 W/m <sup>2</sup> K	[77]
$U_3$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εναλλάκτη PCM (κοινός για φόρτιση και εκφόρτιση)	68 W/m <sup>2</sup> K	[51], [58]
$chr g_{hours}$	Χρόνος πλήρους φόρτισης (ίδιος για πλήρη αποφόρτιση)	4 h	[8]

#### 4.3.1 Επιλογή εργαζόμενου ρευστού

Για την επιλογή του βέλτιστου εργαζόμενου ρευστού ανάμεσα στα τρία που αναφέρθηκαν στην παράγραφο 2.3, επιδιώκεται η ταυτόχρονη μεγιστοποίηση του ετήσιου βαθμού απόδοσης και η ελαχιστοποίηση των LCOS και SIC. Επομένως, απαιτείται η βελτιστοποίηση περισσότερων του ενός μεγεθών και συνεπώς η τελική επιλογή γίνεται σχηματίζοντας τα διαγράμματα Pareto συσχετίζοντας τους διάφορους τεχνικούς και οικονομικούς δείκτες. Παράλληλα με την επιλογή εργαζόμενου ρευστού, επιλέγεται και το βέλτιστο Pinch Point του εναλλάκτη PCM.



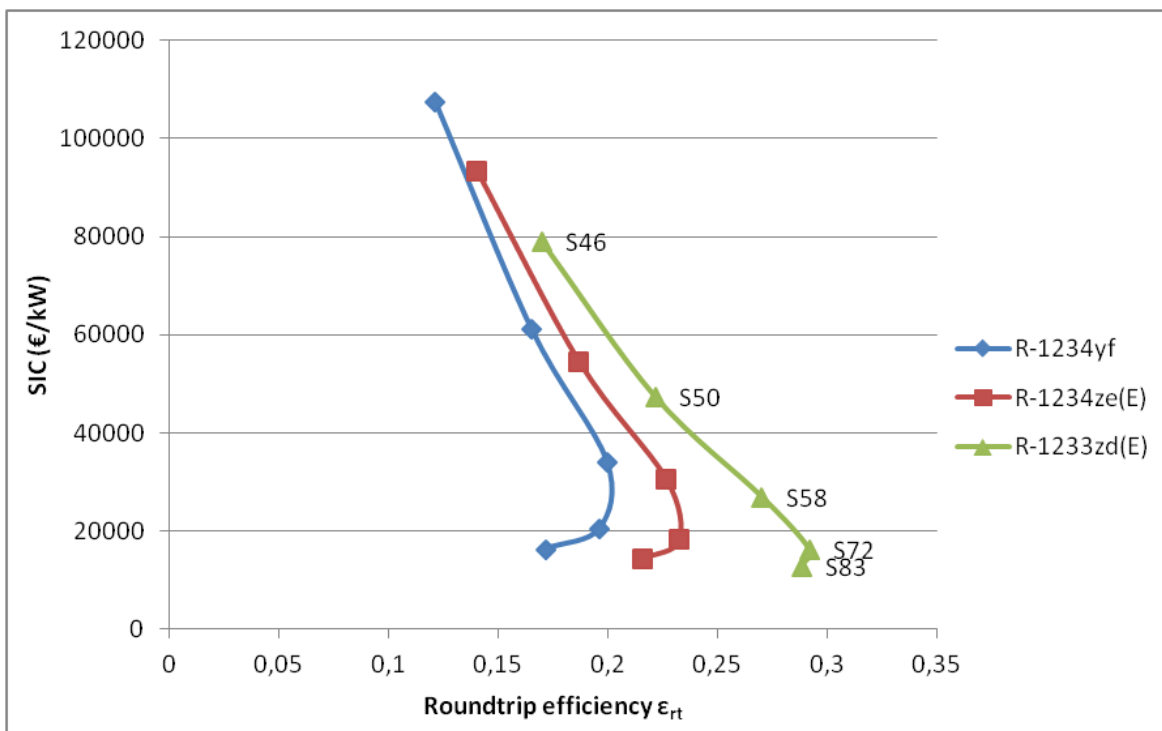
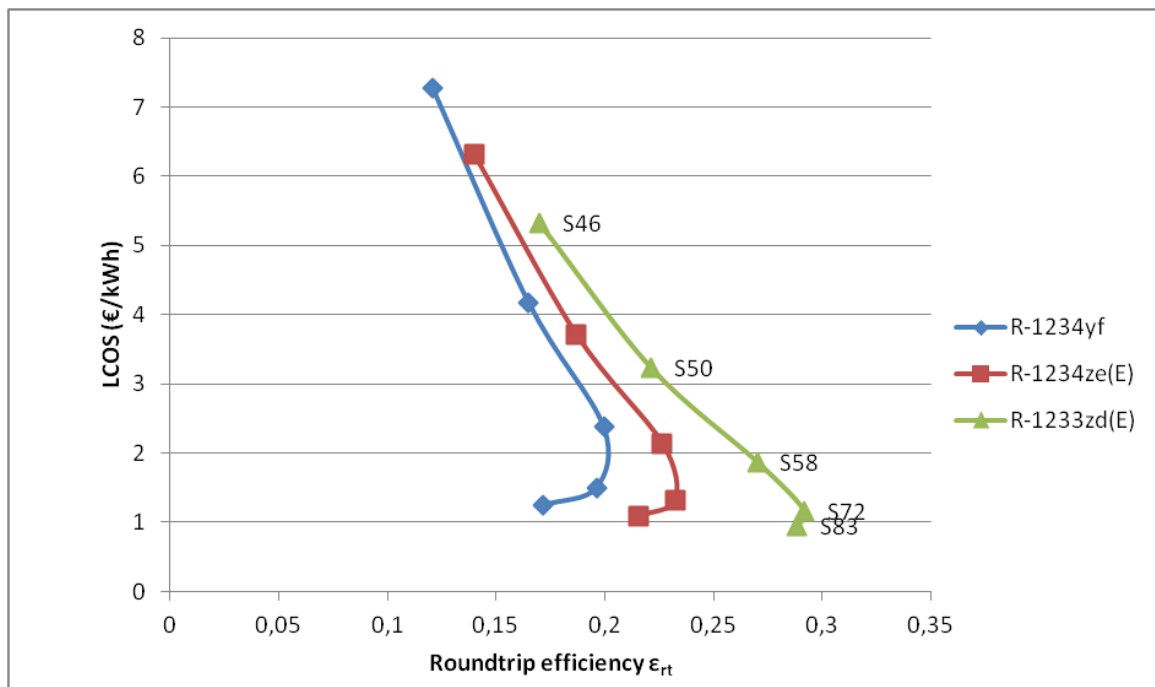
Τα παρακάτω αποτελέσματα προέκυψαν για τα δεδομένα που περιέχει ο Πίνακας 8 και επιπλέον για:

- $\eta_{is,pump} = 0,5$
- $\eta_{is,exp} = \eta_{is,comp} = 0,7$

Η ανάλυση πραγματοποιήθηκε για μικρό, μεσαίο και μεγάλο Pinch Point του εναλλάκτη PCM ως εξής:

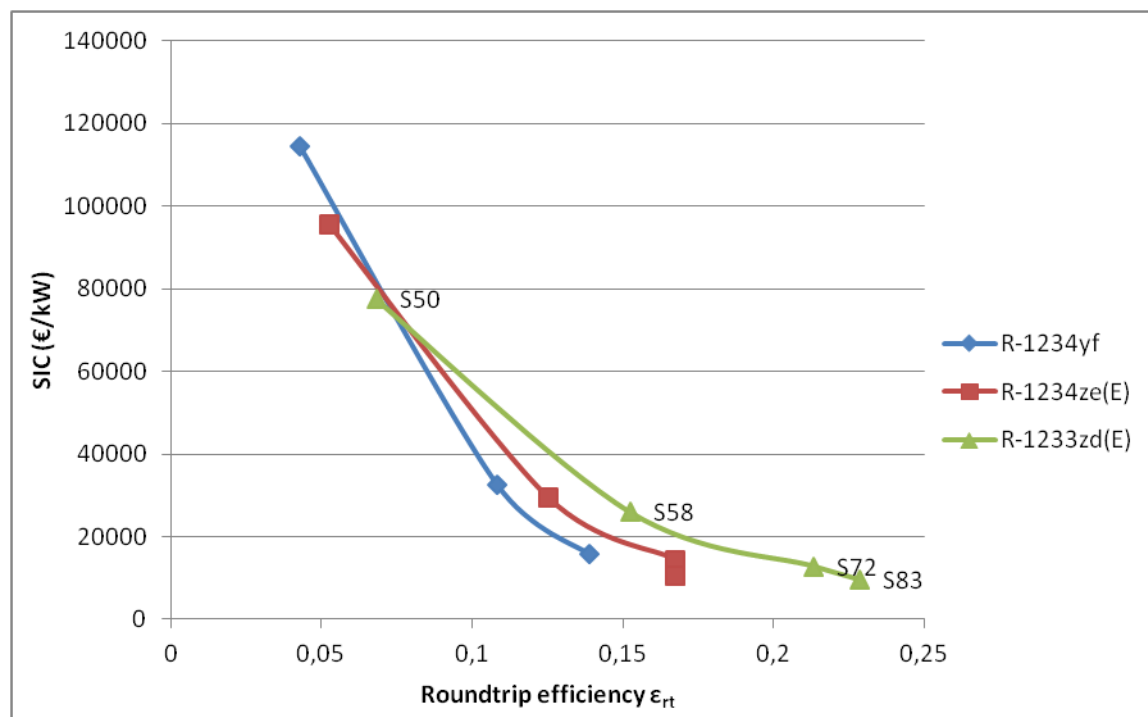
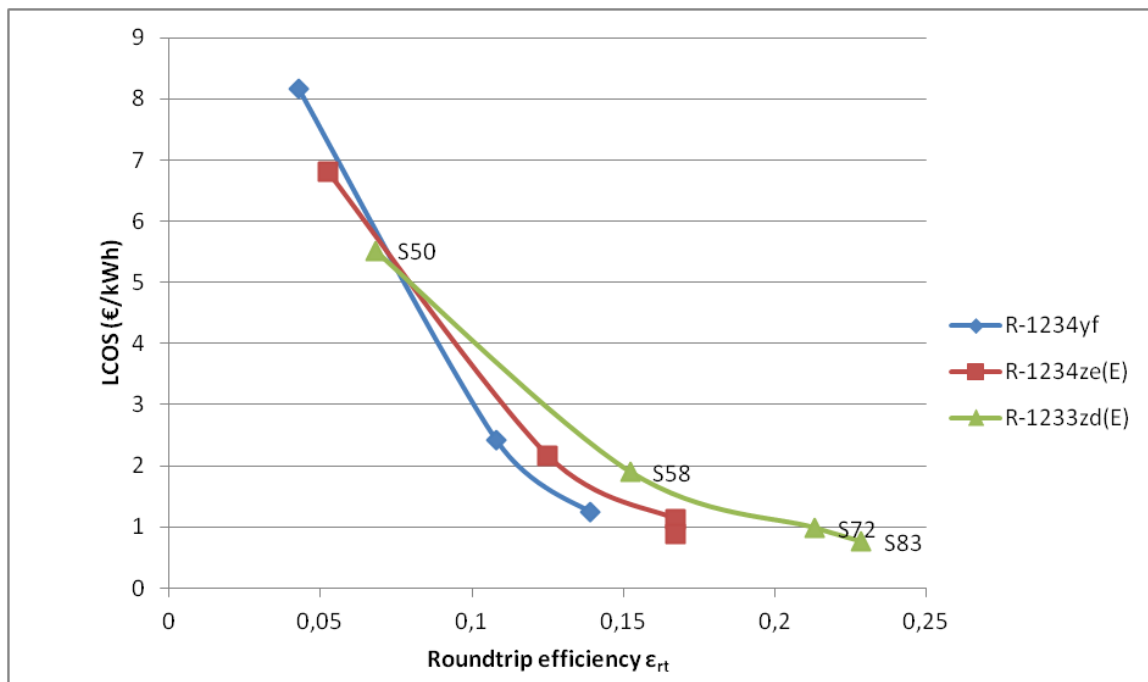
- Μικρό Pinch Point  $\rightarrow 3\text{ K}$
- Μεσαίο Pinch Point  $\rightarrow 9\text{ K}$
- Μεγάλο Pinch Point  $\rightarrow 15\text{ K}$

### 4.3.1.1 Εναλλάκτης PCM με μικρό Pinch Point



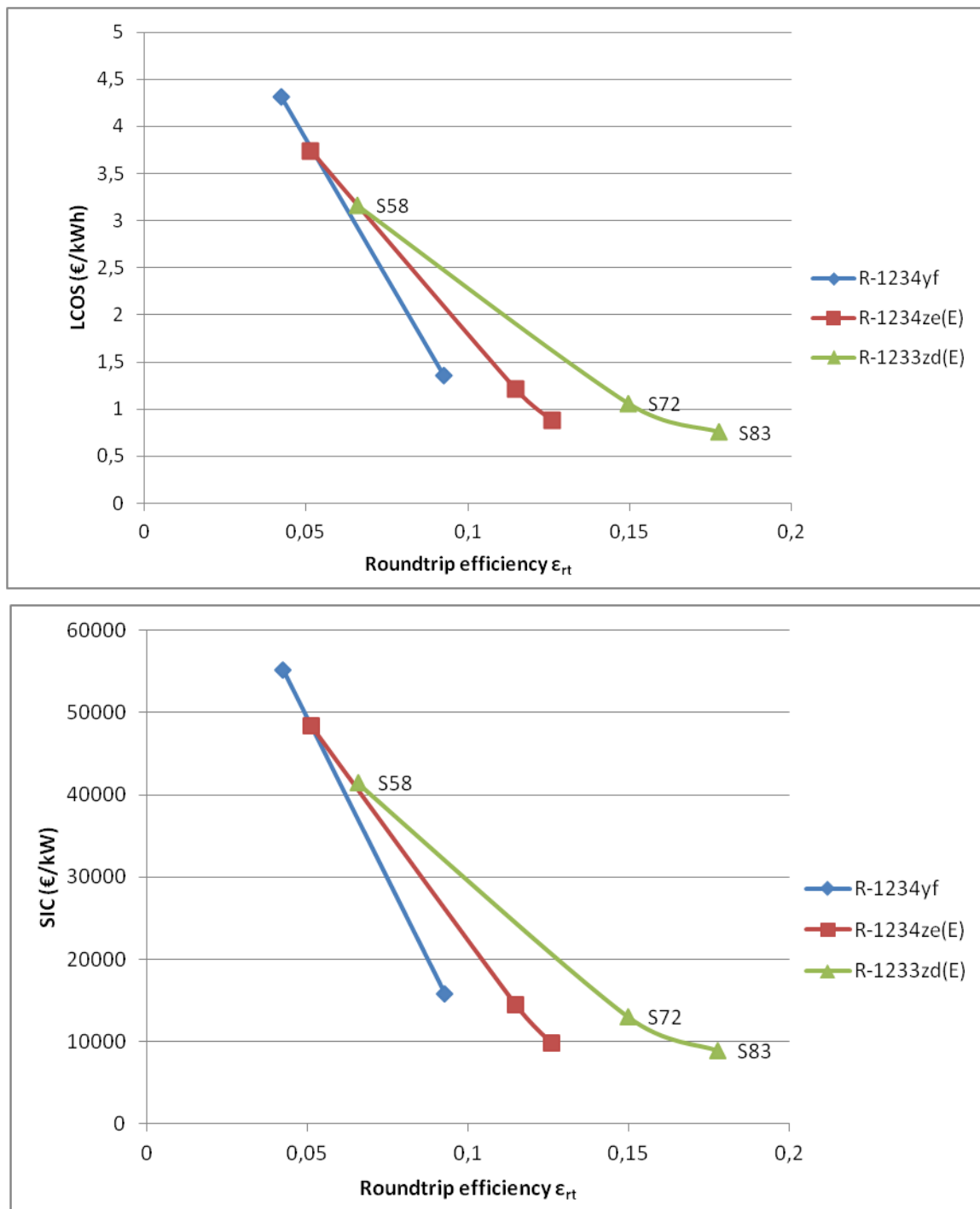
Σχήμα 49: Διαγράμματα Pareto για διάφορα ρευστά και θερμοκρασίες PCM για εναλλάκτη με μικρό Pinch Point (3 K): LCOS –  $\epsilon_{rt}$  (πάνω), SIC –  $\epsilon_{rt}$  (κάτω)

### 4.3.1.2 Εναλλάκτης PCM με μεσαίο Pinch Point



Σχήμα 50: Διαγράμματα Pareto για διάφορα ρευστά και θερμοκρασίες PCM για εναλλάκτη με μεσαίο Pinch Point (9 K): LCOS -  $\epsilon_{rt}$  (πάνω), SIC -  $\epsilon_{rt}$  (κάτω)

### 4.3.1.3 Εναλλάκτης PCM με μεγάλο Pinch Point



Σχήμα 51: Διαγράμματα Pareto για διάφορα ρευστά και θερμοκρασίες PCM για εναλλάκτη με μεγάλο Pinch Point (15 K): LCOS -  $\epsilon_{rt}$  (πάνω), SIC -  $\epsilon_{rt}$  (κάτω)

#### 4.3.1.4 Τελική επιλογή

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν γραφικά, είναι ξεκάθαρο σε κάθε περίπτωση ότι βέλτιστο εργαζόμενο μέσο είναι το **R1233zd(E)**. Επίσης καλύτερες επιδόσεις σε κάθε περίπτωση παρουσιάζει το PCM **'S83'**. Όσον αφορά την επιλογή Pinch Point εναλλάκτη, τα πράγματα δεν είναι τόσο ξεκάθαρα και αυτό γιατί ναι μεν το μικρό Pinch Point δίνει καλύτερους βαθμούς απόδοσης, αλλά από την άλλη αυξάνει σημαντικά το κόστος του εναλλάκτη PCM, το οποίο με τη σειρά του έχει πολύ μεγάλη επίδραση στο συνολικό κόστος, γεγονός που φαίνεται και στις υψηλές τιμές LCOS και SIC (Σχήμα 49). Αντίθετα, εναλλάκτης με μεγάλο Pinch Point ρίχνει τον βαθμό απόδοσης αλλά μειώνει σημαντικά το κόστος (Σχήμα 51). Για να έχουμε ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης αλλά και όσο γίνεται χαμηλό κόστος επιλέγουμε ως βέλτιστο εναλλάκτη PCM εκείνον με το **μεσαίο Pinch Point** (Σχήμα 50) το οποίο ισούται με **9 K**.

#### 4.3.2 Παραμετρικές μελέτες

Αφού έγινε η επιλογή των βέλτιστων βασικών παραμέτρων, διατηρώντας τις όλες σταθερές εκτός από τη θερμοκρασία PCM, προχωράμε στη διεξαγωγή ορισμένων επιπλέον παραμετρικών μελετών. Οι μελέτες που παρουσιάζονται στη συνέχεια έχουν ως παραμέτρους τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης αντλίας και εκτονωτή/συμπιεστή προκειμένου να φανεί η επίδρασή τους στους μελετώμενους δείκτες.

Τα παρακάτω αποτελέσματα έχουν προκύψει για τα δεδομένα που περιέχει ο Πίνακας 8 και επιπλέον για:

- Εργαζόμενο ρευστό R1233zd(E)
- $PP_{PCM} = 9K$

Οι παραμετρικές μελέτες πραγματοποιούνται για χαμηλό, μεσαίο και υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας ως εξής:

- Αντλία με χαμηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης  $\rightarrow \eta_{is,pump} = 0,5$
- Αντλία με μεσαίο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης  $\rightarrow \eta_{is,pump} = 0,6$
- Αντλία με υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης  $\rightarrow \eta_{is,pump} = 0,7$

Εκτός από τα κλασικά διαγράμματα Pareto που σχεδιάζονται με τον ίδιο τρόπο όπως στην παράγραφο 4.3.1, εδώ παρουσιάζονται και ραβδογράμματα, σύμφωνα με τις παραμέτρους, για τα παρακάτω μεγέθη:

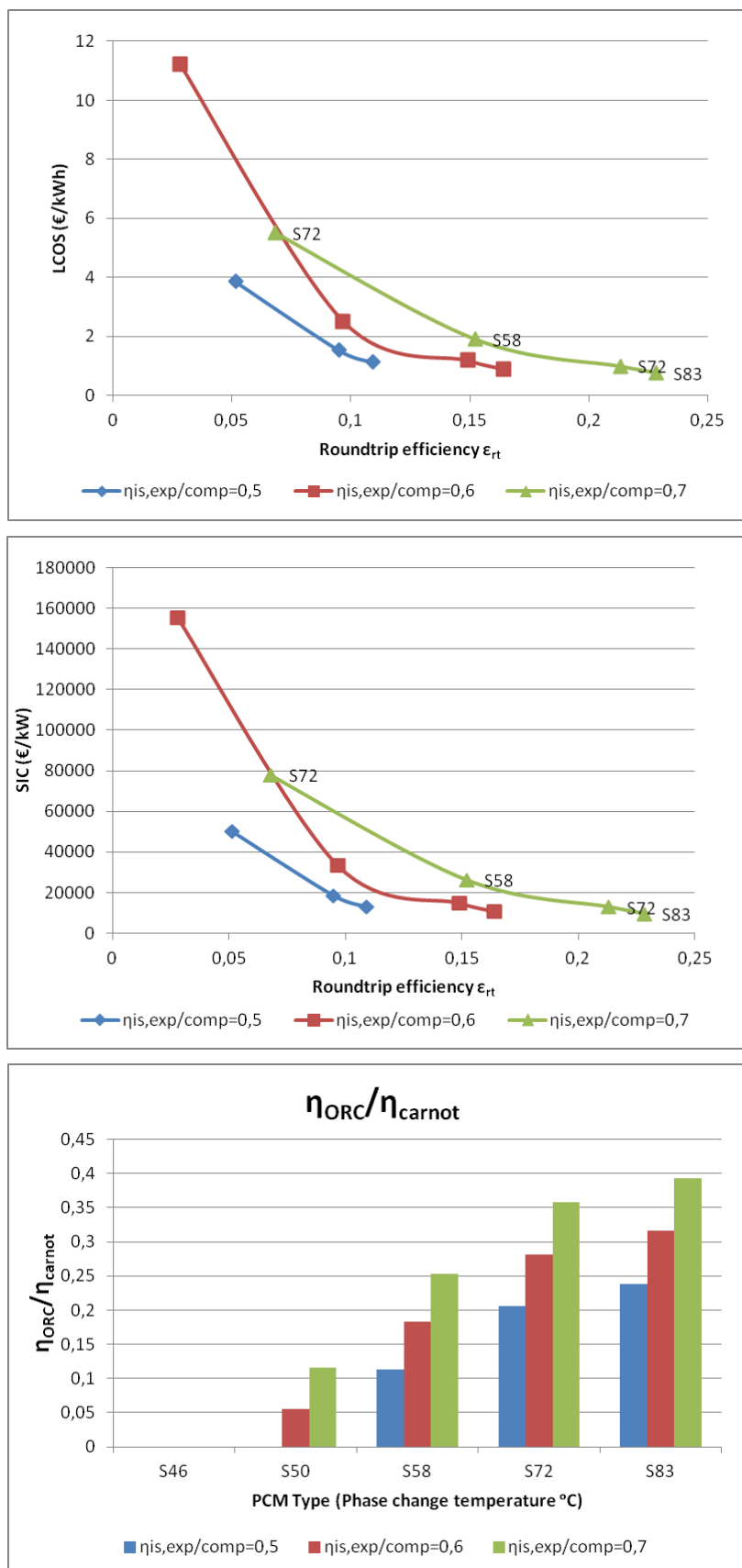
- Πηλίκο των ογκομετρικών λόγων εκτόνωσης προς συμπίεσης  $\rightarrow \frac{\dot{V}_{ratio,exp}}{\dot{V}_{ratio,comp}}$
- Πηλίκο του βαθμού απόδοσης ORC προς το βαθμό απόδοσης carnot  $\rightarrow \frac{\eta_{ORC}}{\eta_{carnot}}$
- Πηλίκο του COP της HP προς το  $COP_{carnot}$   $\rightarrow \frac{COP_{HP}}{COP_{carnot}}$

Από τους παραπάνω δείκτες, ο πρώτος δείχνει τη δυνατότητα αποδοτικής λειτουργίας ενός κοινού μηχανήματος ως συμπιεστή και εκτονωτή (πηλίκο κοντά στη μονάδα συνεπάγεται αντίστοιχους λόγους εκτόνωσης και συμπίεσης και συνεπώς, αποδοτική λειτουργία και στις δύο

φάσεις λειτουργίας). Αντίθετα, οι άλλοι δύο δείκτες φανερώνουν κατά πόσο η απόδοση των επιμέρους κύκλων προσεγγίζει τη θερμοδυναμικά βέλτιστη δυνατή απόδοση.

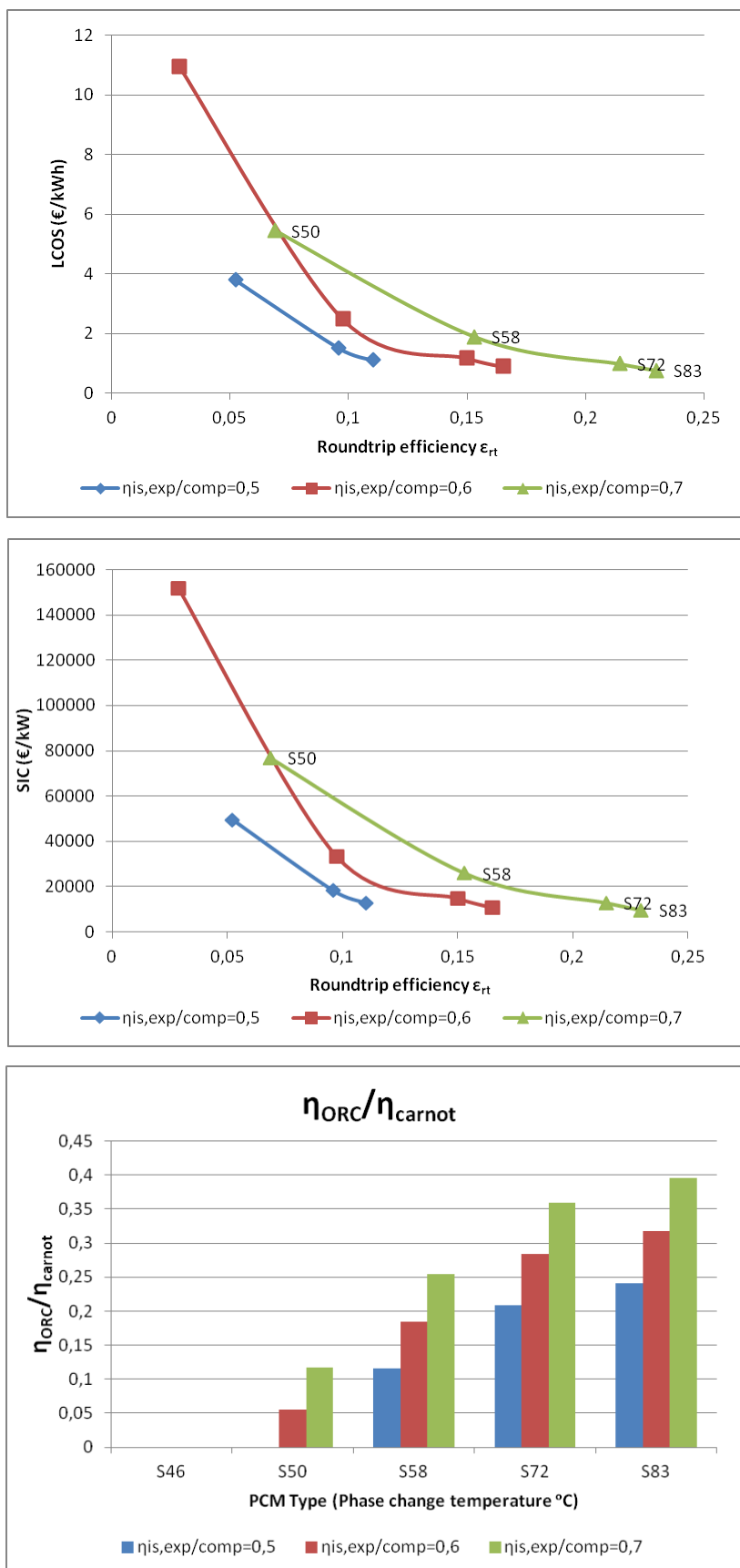
Από αυτά τα τρία μεγέθη μόνο το πηλίκο των βαθμών απόδοσης  $\frac{\eta_{ORC}}{\eta_{carnot}}$  επηρεάζεται από τη μεταβολή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας και μάλιστα σε πολύ μικρό βαθμό όπως θα φανεί στα διαγράμματα. Τα άλλα δύο μεγέθη είναι ανεξάρτητα του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας, συνεπώς παρουσιάζονται μόνο μία φορά στο τέλος.

### 4.3.2.1 Αντλία με χαμηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης



Σχήμα 52: Διαγράμματα για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή και θερμοκρασίες PCM για αντλία με χαμηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης (0.50): LCOS –  $\epsilon_{rt}$  (πάνω), SIC –  $\epsilon_{rt}$  (μέση), πηλίκιο βαθμών απόδοσης (κάτω)

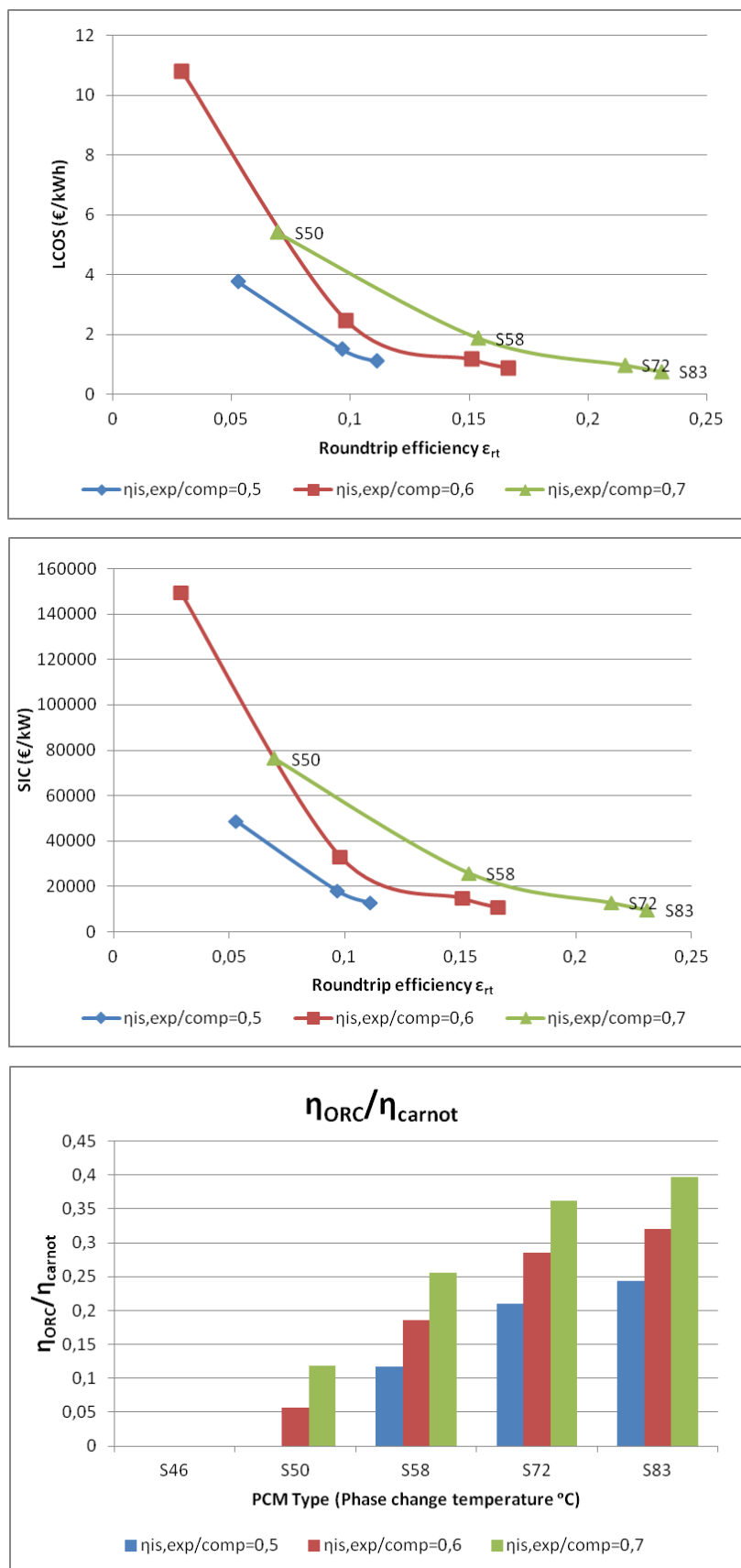
### 4.3.2.2 Αντλία με μεσαίο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης



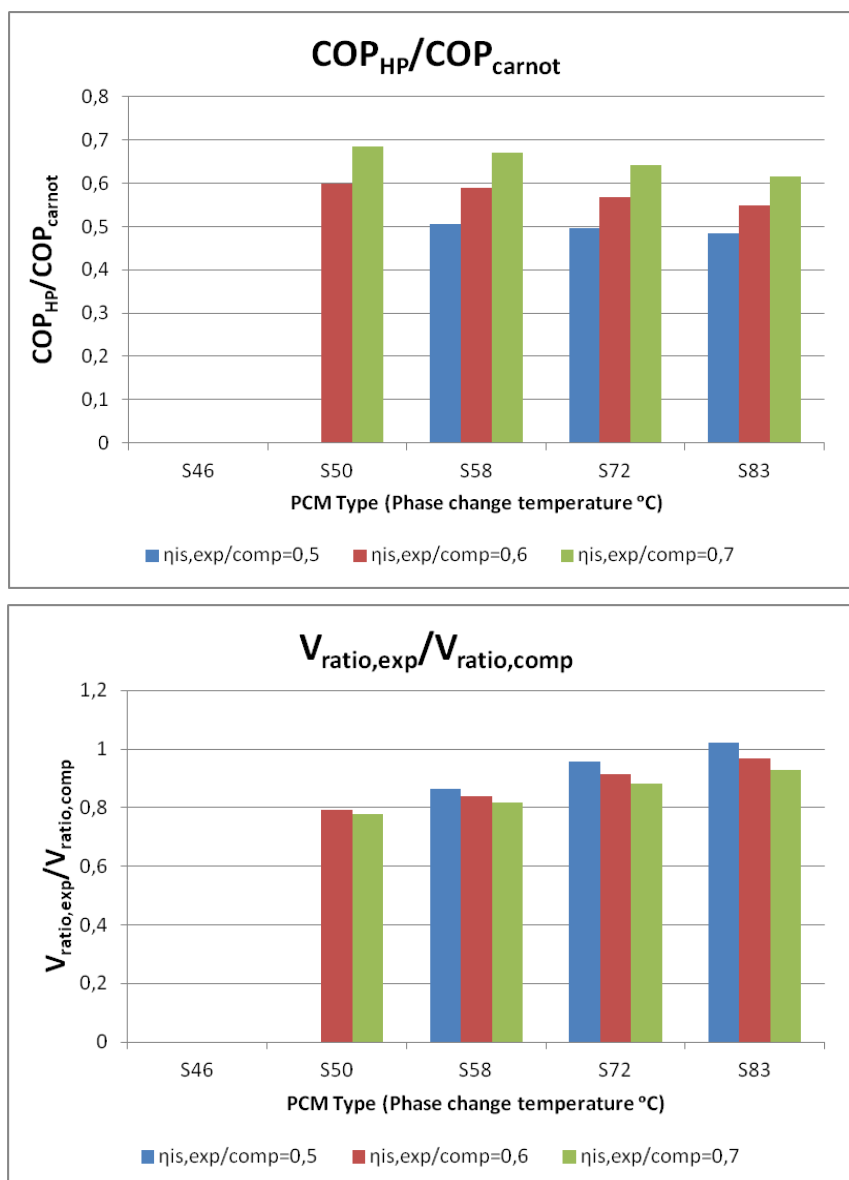
Σχήμα 53: Διαγράμματα για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή και θερμοκρασίες PCM για αντλία με μεσαίο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης (0,60): LCOS –  $\epsilon_{rt}$  (πάνω), SIC –  $\epsilon_{rt}$  (μέση), πηλίκιο βαθμών απόδοσης (κάτω)



### 4.3.2.3 Αντλία με υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης



Σχήμα 54: Διαγράμματα για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή και θερμοκρασίες PCM για αντλία με υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης (0.70): LCOS –  $\epsilon_{rt}$  (πάνω), SIC –  $\epsilon_{rt}$  (μέση), πηλίκιο βαθμών απόδοσης (κάτω)



Σχήμα 55: Διαγράμματα για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εκτονωτή/συμπίεστή και θερμοκρασίες PCM (κοινά για οποιοδήποτε ισεντροπικό βαθμό απόδοσης αντλίας): πηλίκο COP (πάνω), πηλίκο ογκομετρικών λόγων (κάτω)

#### 4.3.2.4 Σύγκριση – Συμπεράσματα

Με βάση τα διαγράμματα που παρουσιάστηκαν παραπάνω εξάγονται εύκολα ορισμένα συμπεράσματα.

Πρώτον το PCM ‘S83’ υπερτερεί οικονομολογικά των υπολοίπων σε κάθε περίπτωση, όπως ήταν αναμενόμενο. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία αλλαγής φάσης του PCM μειώνεται ραγδαία το κόστος αποθήκευσης και αυξάνεται ο ετήσιος βαθμός απόδοσης λόγω αυξημένης απόδοσης του ORC, μέχρι ένα σημείο θερμοκρασίας, στο οποίο το LCOS φτάνει σε κορεσμό και πέρα από το οποίο πιθανώς γίνονται ανταγωνιστικές και άλλες κατηγορίες PCM. Το βασικό μειονέκτημα αυτών των θερμοκρασιών PCM και ο λόγος που δεν συμπεριλήφθηκαν στις μελέτες είναι ότι ο θερμοδυναμικός κύκλος HP για το δεδομένο εργαζόμενο ρευστό θα πλησίαζε ή και θα ξεπερνούσε την κρίσιμη περιοχή κατά τη συμπύκνωση, με αποτέλεσμα, μεταξύ άλλων, να εκφυλλιστούν οι ιδιότητες λανθάνουσας θερμότητας που επικρατούν στη διφασική περιοχή.

Όσον αφορά την επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή, για δεδομένο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης αντλίας και PCM ‘S83’, υπάρχει προφανώς μεγάλη συσχέτισή του με τον ετήσιο βαθμό απόδοσης και με το κόστος. Ενδεικτικά, μια αύξηση του  $\eta_{is,exp/comp}$  κατά 0,2 (από 0,5→0,7) έχει ως αποτέλεσμα αύξηση του  $\varepsilon_{rt}$  κατά **0,12** (από 0,11→0,23), ενώ επιφέρει μείωση στο LCOS κατά **32%** (από 1,10→0,75 €/kWh) και μείωση στο SIC κατά **25%** (από 12800→9550 €/kW).

Αντίθετα, αν θεωρήσουμε δεδομένο έναν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή (π.χ.  $\eta_{is,exp/comp} = 0,6$ ) και μεταβάλλουμε τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας παρατηρούμε τα εξής: Η αύξηση του  $\eta_{is,pump}$  κατά 0,2 (από 0,5→0,7) έχει ως αποτέλεσμα αύξηση του  $\varepsilon_{rt}$  κατά **0,01** (από 0,16→0,17) μόλις, ενώ επιφέρει πολύ μικρές μειώσεις στο LCOS κατά **1,2%** (από 0,89→0,88 €/kWh) και στο SIC κατά **1,5%** (από 10856→10692 €/kW). Όπως είναι προφανές, η μεταβολή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή επιφέρει πολύ μεγαλύτερες αλλαγές στους οικονομοτεχνικούς δείκτες παρά η μεταβολή του ισεντροπικού βαθμούς απόδοσης της αντλίας.

Γενικότερα σε όλα τα διαγράμματα λείπουν ορισμένες ή και όλες οι τιμές παραμέτρων για PCM χαμηλών θερμοκρασιών, όπως το S46 και το S50. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με τα δεδομένα που έχουμε επιλέξει για τους θερμοδυναμικούς κύκλους του συστήματος κάποιες χαμηλές θερμοκρασίες αποθήκευσης δεν μπορούν να ικανοποιηθούν, κυρίως λόγω του Pinch Point του εναλλάκτη PCM, διότι η HP και ο ORC αναγκάζονται να λειτουργήσουν σε πολύ μικρές θερμοκρασιακές περιοχές (συμπύκνωση – ατμοποίηση) οι οποίες μπορεί να μην υφίστανται καν με τις δεδομένες θερμοκρασίες.

Σχετικά με τα διαγράμματα του ηλίκου  $\frac{\eta_{ORC}}{\eta_{carnot}}$ , παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία αποθήκευσης, για δεδομένους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης, τόσο πλησιάζει στη μονάδα το συγκεκριμένο ηλίκο. Αυτό σημαίνει ότι η απόδοση του κύκλου ORC πλησιάζει τη μέγιστη απόδοση Carnot.

Ακριβώς το αντίθετο συμβαίνει με το ηλίκο  $\frac{COP_{HP}}{COP_{carnot}}$ , αφού όσο αυξάνεται η θερμοκρασία αποθήκευσης τόσο απομακρύνεται από τη μονάδα το συγκεκριμένο ηλίκο. Αυτό σημαίνει ότι ο συντελεστής απόδοσης του κύκλου HP απομακρύνεται από τον μέγιστο συντελεστή Carnot.

Με άλλα λόγια, όσο μεγαλύτερη η θερμοκρασία αποθήκευσης τόσο καλύτερα λειτουργεί ο ORC και χειρότερα η HP. Αυτό που έχει πραγματικά σημασία όμως, όπως αναφέρθηκε και εξ’ αρχής, δεν είναι η βέλτιστη λειτουργία του κάθε κύκλου ξεχωριστά, αλλά η βέλτιστη λειτουργία και των δύο μαζί ως σύστημα φόρτισης – εκφόρτισης. Σύμφωνα με τα διαγράμματα των δύο ηλίπων που αναφέρθηκαν πριν, παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία, η αύξηση του  $\frac{\eta_{ORC}}{\eta_{carnot}}$  είναι πολύ εντονότερη από την αντίστοιχη μείωση του  $\frac{COP_{HP}}{COP_{carnot}}$ . Αυτό σημαίνει ότι ο βαθμός απόδοσης ORC είναι πολύ πιο ευαίσθητος στις μεταβολές της θερμοκρασίας αποθήκευσης, παρά ο συντελεστής COP της HP. Συνεπώς είναι λογικό να καθορίζει και σε μεγαλύτερο βαθμό την μεταβολή του ετήσιου βαθμού απόδοσης, όπως αυτός ορίζεται από τη σχέση (86). Και αφού ο βαθμός απόδοσης ORC αυξάνεται ραγδαία για υψηλές θερμοκρασίες αποθήκευσης, είναι λογικό η υψηλότερη τιμή του  $\varepsilon_{rt}$  να εμφανίζεται εκεί.

Αξίζει, επίσης, να σχολιαστεί ότι το ηλίκο των ογκομετρικών λόγων εκτόνωσης προς συμπίεσης  $\frac{\dot{V}_{ratio,exp}}{\dot{V}_{ratio,comp}}$  τείνει προς τη μονάδα όσο αυξάνεται η θερμοκρασία αποθήκευσης του

PCM. Αυτό σημαίνει ότι ο αντιστρεπτός συμπιεστής/εκτονωτής πραγματοποιεί τις δύο λειτουργίες του με ογκομετρικούς λόγους που είναι πιο κοντά ο ένας με τον άλλον. Συνεπώς, και η εκτόνωση και η συμπίεση θα πραγματοποιούνται πιο κοντά στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας της μηχανής, άρα θα έχουν και οι δύο υψηλότερη απόδοση σε περίπτωση που ληφθεί υπόψη ο χάρτης λειτουργίας από τον κατασκευαστή. Εάν το πηλίκο  $\frac{\dot{V}_{ratio,exp}}{\dot{V}_{ratio,comp}}$  ήταν πολύ μακριά από τη μονάδα πιθανόν να απαιτούνταν η χρήση και δεύτερης μηχανής εν σειρά ώστε να μπορέσει να λειτουργήσει αποδοτικά το σύστημα και στις δύο λειτουργίες. Προφανώς αυτό θα αύξανε σημαντικά το κόστος. Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι η αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης εκτονωτή/συμπιεστή, για δεδομένη θερμοκρασία PCM, επιφέρει απομάκρυνση από τη μονάδα του πηλίκου  $\frac{\dot{V}_{ratio,exp}}{\dot{V}_{ratio,comp}}$ , αλλά όχι σε τόσο μεγάλο βαθμό ώστε να επισκιάζει τη θετική της επίδραση στους οικονομοτεχνικούς δείκτες του συστήματος.

## 4.4 Αξιολόγηση αποτελεσμάτων

### 4.4.1 Επιμερισμός κόστους

Παρακάτω παρουσιάζονται τα τελικά αποτελέσματα ορισμένων βασικών μεγεθών, καθώς και ο επιμερισμός του συνολικού κόστους επένδυσης σε διάγραμμα πίτας και συνολικά σε [€], για τα δεδομένα που περιέχει ο Πίνακας 8 και επιπλέον από τις παραμετρικές μελέτες για:

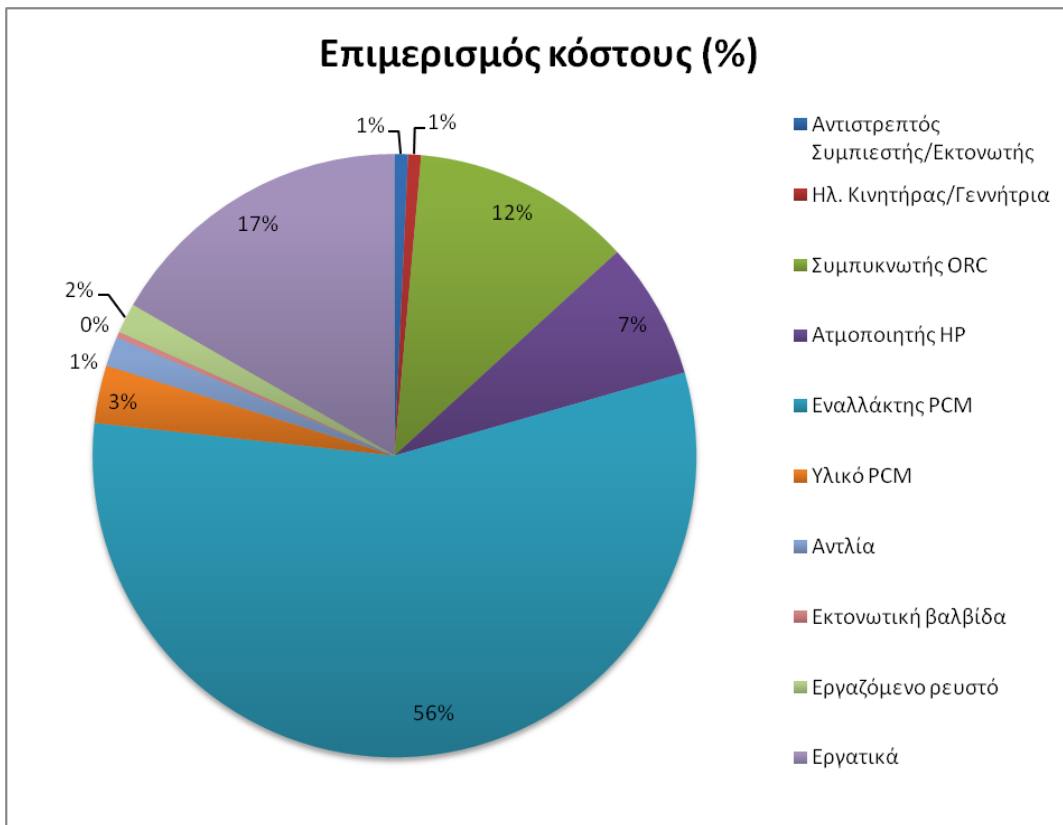
- $T_{PCM} = 83^{\circ}\text{C}$
- $PP_{PCM} = 9\text{K}$
- $\eta_{is,pump} = 0,7$
- $\eta_{is,exp/comp} = 0,7$

Τα τελικά αποτελέσματα φαίνονται παρακάτω (Πίνακας 9):

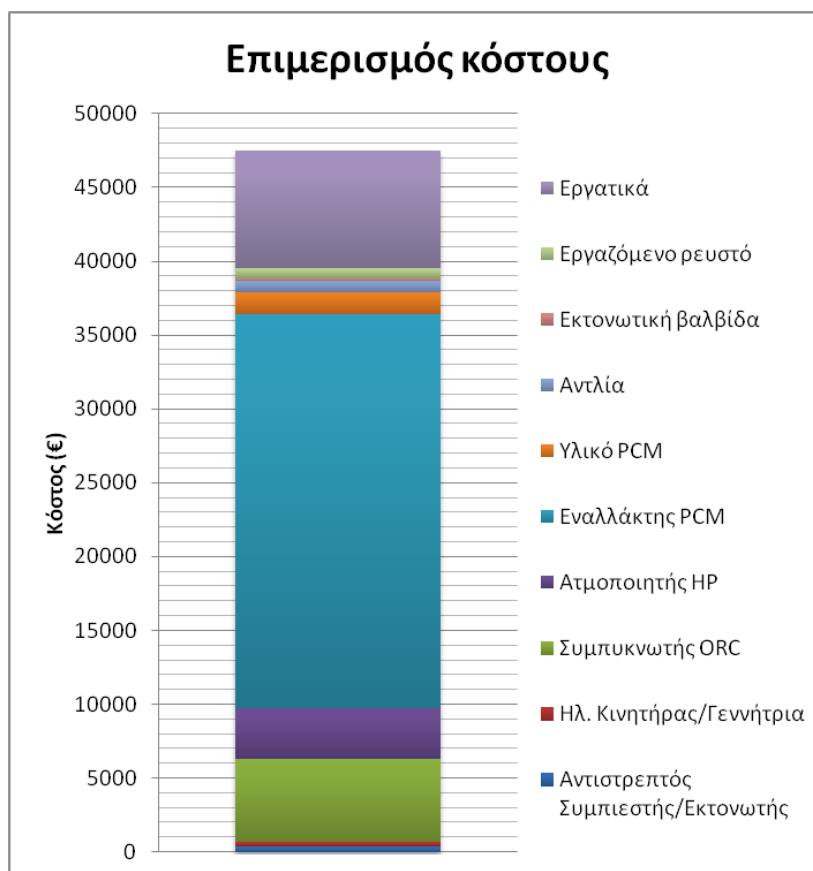
Πίνακας 9: Τελικά αποτελέσματα βασικών μεγεθών.

Αποτελέσματα				
$P_{el,net,ORC}$	$\epsilon_{rt}$	tank capacity	LCOS	SIC
5 kW	0,231	340,74 kWh	0,75 €/kWh	9494,6 €/kW

Ο επιμερισμός του συνολικού κόστους επένδυσης φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα:



Σχήμα 56: Διάγραμμα πίτας για επιμερισμό του συνολικού κόστους επένδυσης.



Σχήμα 57: Επιμερισμός κόστους σε €.

Σύμφωνα με τα παραπάνω διαγράμματα είναι προφανές ότι η μερίδα του λέοντος από το συνολικό κόστος επένδυσης ανήκει στον εναλλάκτη του PCM. Αυτό ήταν αναμενόμενο, καθώς έγινε η θεώρηση ότι θα χρησιμοποιηθεί ήδη υπάρχον εναλλάκτης σωλήνων με πτερύγια ο οποίος θα τροποποιηθεί κατάλληλα για να υποδεχτεί το PCM γύρω του. Δεδομένου ότι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $U_3$  λήφθηκε αρκετά χαμηλός, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, ήταν αναμενόμενο η συνολική επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη να προκύψει πολύ μεγάλη. Η επιφάνεια συναλλαγής είναι άμεσα συνδεδεμένη με το κόστος του εναλλάκτη και σε συνδυασμό με τις επιπλέον τροποποιήσεις που θεωρήθηκε ότι πρέπει να γίνουν, προέκυψε αυτό το πολύ μεγάλο κόστος.

Πέρα από τον εναλλάκτη του PCM, υψηλά είναι τα εργατικά έξοδα (κόστος εγκατάστασης) καθώς πρόκειται για περίπλοκη εγκατάσταση με πολλά εξαρτήματα και συγκεκριμένη διάταξη τοποθέτησης του καθενός ώστε να εξοικονομηθεί χώρος.

Σχετικά υψηλά είναι και τα κόστη των άλλων δύο εναλλακτών θερμότητας, πράγμα επίσης αναμενόμενο καθώς είναι γνωστό ότι οι εναλλάκτες είναι γενικά ακριβές συσκευές.

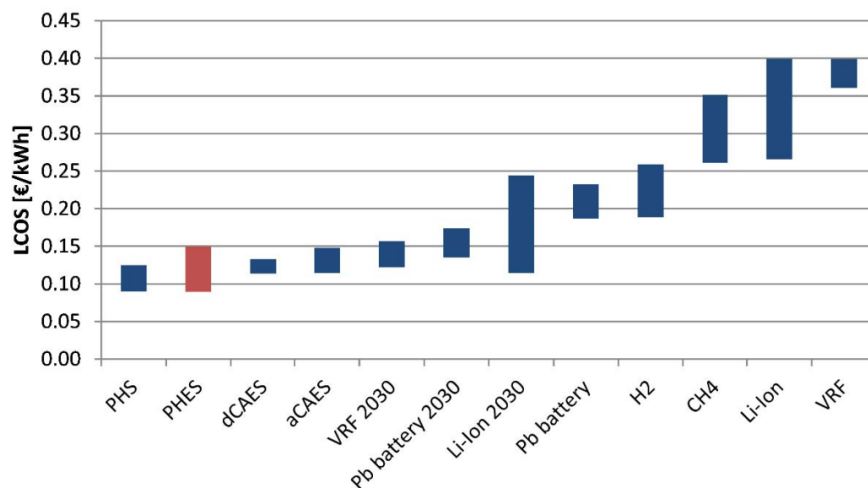
Όσον αφορά τα υπόλοιπα κόστη του συστήματος, θεωρούνται χαμηλά και δεν επηρεάζουν έντονα το συνολικό κόστος επένδυσης.

#### 4.4.2 Σύγκριση με άλλες τεχνολογίες

Για πληρέστερη σύγκριση του τελικού συστήματος μπαταρίας Carnot που περιγράφηκε, με άλλες τεχνολογίες αποθήκευσης, θα πρέπει όλες οι μελέτες να γίνουν επί ίσοις όροις. Ιδανικά, η ακριβής σύγκριση προϋποθέτει την ύπαρξη μελετών με ακριβώς ίδιες συνθήκες και παραμέτρους λειτουργίας, καθώς και ενεργειακά μεγέθη εγκατάστασης με την παρούσα εργασία. Επειδή αυτό προφανώς είναι αδύνατο, παρακάτω παρουσιάζεται μια προκαταρκτική σύγκριση του δείκτη LCOS για το σύστημα που μελετήθηκε σε σχέση με αντίστοιχες τιμές για άλλες τεχνολογίες από τη βιβλιογραφία. Υπενθυμίζεται ότι για το τελικό μοντέλο μπαταρίας Carnot υπολογίστηκε  $LCOS = 0,75 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$ .

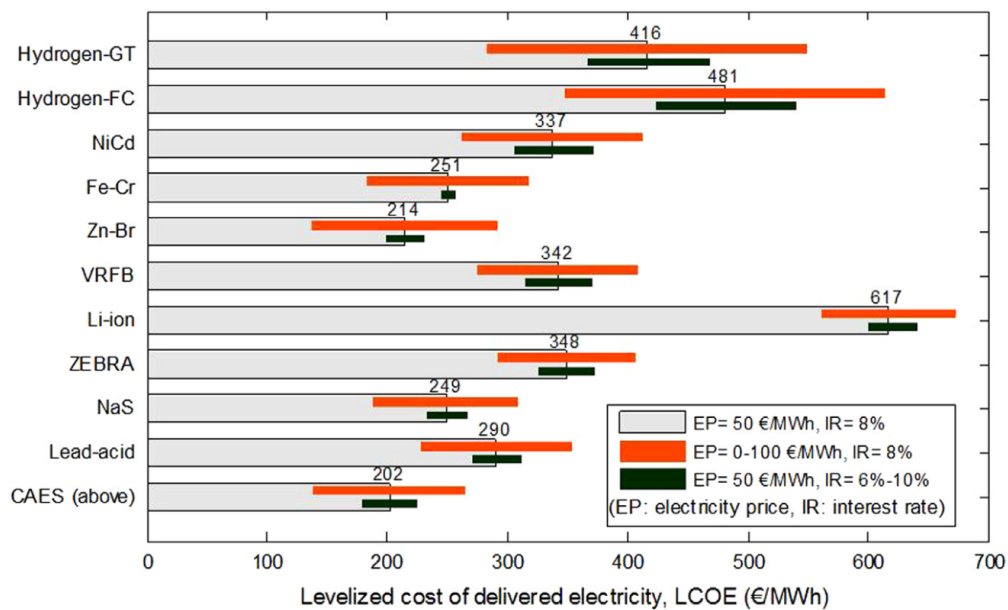
Στο παρακάτω σχήμα, για παράδειγμα, φαίνεται η σύγκριση του LCOS για το έτος 2017 (μικρή αλλαγή τιμών μέχρι σήμερα) ενός συστήματος αποθήκευσης θερμότητας, μέσω συμπίεσης αερίου και με χρήση θερμής και ψυχρής δεξαμενής αποθήκευσης του αερίου (Pumped Heat Energy Storage – PHEs), σε σχέση με άλλες τεχνολογίες αποθήκευσης όπως: αντλιοσταμείωση (Pumped Hydroelectricity Storage – PHS), διαβατική και αδιαβατική συμπίεση αέρα (diabatic Compressed Air Energy Storage – dCAES και adiabatic Compressed Air Energy Storage – aCAES, αντίστοιχα), μπαταρίες οξειδοαναγωγής βαναδίου το 2017 και πρόβλεψη για το 2030 (Vanadium Redox Flow – VRF και VRF 2030, αντίστοιχα), μπαταρίες μολύβδου το 2017 και πρόβλεψη για το 2030 (Pb και Pb 2030 αντίστοιχα), μπαταρίες ιόντων λιθίου το 2017 και πρόβλεψη για το 2030 (Li-ion και Li-ion 2030 αντίστοιχα), υδρογόνο (H<sub>2</sub>) και μεθάνιο (CH<sub>4</sub>). Η συγκεκριμένη τεχνολογία είναι σχεδόν ίδια με αυτή που αναπτύχθηκε στην παρούσα εργασία, με μικρές διαφορές στις συνιστώσες λειτουργίας. Αξίζει να σημειωθεί όμως ότι υπάρχει πολύ μεγάλη διαφορά στην κλίμακα, καθώς η συγκεκριμένη εφαρμογή έχει παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ίση με 100 MW και χωρητικότητα αποθήκευσης ίση με 400 MWh, δηλαδή δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερη από την παρούσα. Παρ' όλα αυτά οι τιμές LCOS που παρουσιάζονται

κυμαίνονται από 0,09-0,40 €/kWh, πράγμα που σημαίνει ότι η μπαταρία Carnot με διαφορετικές θεωρήσεις ως προς τον εναλλάκτη PCM κυρίως, θα μπορούσε να γίνει ανταγωνιστική ειδικά προς τις μπαταρίες ιόντων λιθίου και οξειδοαναγωγής βαναδίου με τις σημερινές τους τιμές (πολύ χαμηλότερες τιμές στο μέλλον).



Σχήμα 58: Σύγκριση LCOS συστήματος αποθήκευσης θερμότητας μέσω συμπίεσης αερίου για διάταξη 100 MW/400 MWh, 365 κύκλων λειτουργίας το χρόνο, και τιμή αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας ίση με 0,03 €/kWh σε σύγκριση με άλλες τεχνολογίες αποθήκευσης (τιμές 2017) [11].

Παρόμοια εικόνα παρουσιάζεται και στο σχήμα παρακάτω, αν και οι τιμές αφορούν το έτος 2014. Εδώ παρουσιάζεται και μια ανάλυση ευαισθησίας για συγκεκριμένους παράγοντες όπως η τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας και η τιμή του επιτοκίου προεξόφλησης. Επίσης παρουσιάζονται περισσότερα είδη ηλεκτροχημικών μπαταριών από το προηγούμενο διάγραμμα, όπως οι μπαταρίες νικελίου – καδμίου (Ni-Cd), σιδήρου – χρωμίου (Fe-Cr), ψευδαργύρου – βρωμίου (Zn-Br), μηδενικών εκπομπών χλωριούχου νατρίου – νικελίου (ZEBRA) και νατρίου – θείου (NaS), καθώς και διαχωρισμός της αποθήκευσης υδρογόνου ως προς τη μετέπειτα χρήση του, όπως για καύση σε αεριοστρόβιλο (Hydrogen-GT) ή κυψέλες καυσίμου (Hydrogen-FC).



Σχήμα 59: Σύγκριση LCOS διαφόρων τεχνολογιών αποθήκευσης για συγκεκριμένες παραμέτρους (τιμές 2014) [78].

Σε κάθε περίπτωση διαπιστώνουμε ότι το μεγάλο κόστος επένδυσης του συστήματος όπως έχει θεωρηθεί το καθιστά δύσκολα ανταγωνιστικό ως προς τις υπόλοιπες τεχνολογίες αποθήκευσης. Προκειμένου να γίνει ανταγωνιστικό θα πρέπει οπωσδήποτε να αναθεωρηθεί το κόστος του εναλλάκτη του PCM ή ακόμα και να αντικατασταθεί με άλλου είδους εναλλάκτη που θα είναι εν γένει οικονομικότερος. Το ίδιο καλό είναι να γίνει, σε μικρότερο βαθμό βέβαια, και για τους άλλους δύο εναλλάκτες θερμότητας. Επιπλέον θα πρέπει να εξεταστούν διαφορετικές παράμετροι λειτουργίας του συστήματος που θα το καθιστούν πιο αποδοτικό, όπως υψηλότερες θερμοκρασίες αποθήκευσης, διαφορετικά εργαζόμενα μέσα, άλλες τιμές Pinch Point και υπερθέρμανσης/υπόψυξης εναλλακτών, ισεντροπικών βαθμών απόδοσης μηχανών και υψηλότερη θερμοκρασία ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας από τους ηλιακούς συλλέκτες.



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Στην παρούσα εργασία μελετάται σύστημα αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας υπό τη μορφή θερμότητας μέσω συστήματος αντιστρεπτής αντλίας θερμότητας/ORC με αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας από ηλιακούς συλλέκτες. Αρχικά, πραγματοποιήθηκε βιβλιογραφική έρευνα πάνω στις τεχνολογίες αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας, εστιάζοντας στην αποθήκευση υπό μορφή θερμότητας, (μπαταρία Carnot). Αντίστοιχη βιβλιογραφική έρευνα πραγματοποιήθηκε και για το υλικό της μονάδας αποθήκευσης, το οποίο επιλέχθηκε να είναι υλικό αλλαγής φάσης – PCM. Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται αποθήκευση υπό μορφή λανθάνουσας θερμότητας εξασφαλίζοντας έτσι μεγαλύτερη αποθήκευση ανά μονάδα μάζας αλλά και ελαχιστοποίηση των θερμοκρασιακών μεταβολών.

Στη συνέχεια, περιγράφηκαν οι συνιστώσες που απαρτίζουν το σύστημα και έγινε συγκεκριμένη επιλογή ορισμένων από αυτές, με γνώμονα τις συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης καθώς και προηγούμενες μελέτες που έχουν γίνει σε παρεμφερή αντικείμενα.

Έπειτα, έγινε η μοντελοποίηση του συστήματος αντλίας θερμότητας/ORC με παράλληλη αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας από ηλιακούς συλλέκτες με σκοπό την αύξηση της κυκλικής απόδοσης της μπαταρίας. Παρουσιάστηκαν οι εξισώσεις που διέπουν τη συνολική λειτουργία του συστήματος (φόρτιση/αποφόρτιση) και περιγράφηκαν όλα τα βήματα υπολογισμού των θερμοδυναμικών κύκλων.

Τέλος, παρουσιάστηκαν οι βασικοί τεχνικοί και οικονομικοί δείκτες που συνοδεύουν την επένδυση ενός συστήματος αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας και χρησιμοποιήθηκαν ως κριτήρια αξιολόγησης για διάφορες παραμετρικές μελέτες που έγιναν στη συνέχεια. Στα πλαίσια των παραμετρικών μελετών παρουσιάστηκαν οι επιμέρους μεταβολές που υφίστανται τα κρισιμότερα μεγέθη, καθώς και η εκλογή ορισμένων βέλτιστων συνθηκών και παραμέτρων που προέκυψαν για τη λειτουργία του συστήματος. Τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με αντίστοιχα άλλων τεχνολογιών αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας και αξιολογήθηκε η ανταγωνιστικότητα της επένδυσης καθώς και οι βελτιώσεις που απαιτούνται ώστε να καταστεί περαιτέρω ελκυστική.

### 5.1 Συμπεράσματα

Σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν, στα πλαίσια της παρούσας εργασίας έγιναν σαφή τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Η τεχνολογία της μπαταρίας Carnot και συγκεκριμένα η υλοποίησή της μέσω αντιστρεπτής διάταξης Αντλίας Θερμότητας / ORC δεν είναι ακόμα σε ώριμο στάδιο, καθώς έχουν αναπτυχθεί λίγα και χαμηλής κλίμακας έργα παγκοσμίως. Η υλοποίησή της, δε, με υλικό αποθήκευσης PCM βρίσκεται ακόμα σε πειραματικό στάδιο. Παρ' όλα αυτά θεωρείται υποσχόμενη τεχνολογία συνολικά, κυρίως λόγω του, φαινομενικά, χαμηλού κόστους της σε σχέση με άλλες.
- Η υλοποίηση των θερμοδυναμικών κύκλων φόρτισης/εκφόρτισης μέσω αντιστρεπτής HP/ORC είναι απλή διαδικασία που επιτρέπει την επιλογή διαφόρων παραμέτρων και συνθηκών λειτουργίας (π.χ. υπερθερμάνσεις, υποψύξεις, Pinch Points).

- Η υλοποίηση της μονάδας αποθήκευσης με εναλλάκτη PCM θεωρείται δύσκολη και κοστοβόρα, κυρίως λόγω της απαίτησης μεγάλης επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας που καθιστά το κόστος της ιδιαίτερα υψηλό.
- Από την τεχνοοικονομική ανάλυση προέκυψε ότι το R1233zd(E) είναι το βέλτιστο εργαζόμενο ρευστό ανάμεσα σε όσα μελετήθηκαν. Επίσης, εναλλάκτης PCM με μεσαίο Pinch Point συνδυάζει υψηλή απόδοση και χαμηλό LCOS μεταξύ 0,75 – 1,12 €/kWh, οπότε θεωρήθηκε καλύτερος από τους αντίστοιχους με χαμηλό ή υψηλό Pinch Point, οι οποίοι ευνοούν μόνο έναν από τους δύο τεχνοοικονομικούς δείκτες κάθε φορά.
- Σύμφωνα με τις παραμετρικές μελέτες, προέκυψε το συμπέρασμα ότι οι τεχνοοικονομικοί δείκτες παρουσιάζουν μεγάλη ευαισθησία στις μεταβολές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή/εκτονωτή. Αντιθέτως η ευαισθησία στις μεταβολές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας είναι πολύ μικρότερες. Ενδεικτικά, μια αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή/εκτονωτή κατά 0,2 επιφέρει σημαντική μείωση στο LCOS κατά 32%, ενώ αντίστοιχη αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας κατά 0,2 επιφέρει μείωση στο LCOS μόλις κατά 1,2%, υπό τις ίδιες συνθήκες.
- Ο επιμερισμός του κόστους στις συνιστώσες του συστήματος δείχνει ότι το 56% του συνολικού κόστους επένδυσης αφορά μόνο τον εναλλάκτη PCM, πράγμα που αυξάνει σημαντικά και το τελικό LCOS της επένδυσης. Δεδομένου ότι η τελική τιμή LCOS που υπολογίστηκε ισούται με 0,75 €/kWh, η επένδυση καθίσταται οριακά ανταγωνιστική με τις ακριβότερες τεχνολογίες αποθήκευσης. Αυτό όμως δεν θεωρείται απαγορευτικό ως προς την ελκυστικότητα της επένδυσης διότι υπάρχουν πολύ μεγάλα περιθώρια βελτίωσης τόσο της απόδοσης όσο και του κόστους του συστήματος, ειδικά για εφαρμογές χαμηλής κλίμακας όπως στην προκειμένη περίπτωση.

## 5.2 Μελλοντικές προτάσεις

Για τη βελτίωση και περαιτέρω ανάπτυξη της παρούσας εργασίας, αλλά και τις ανάγκες αυτής της επιστημονικής περιοχής, αναφέρονται ενδεικτικές προτάσεις μελλοντικής έρευνας:

- Ακριβής επιλογή και μοντελοποίηση βασικών συνιστωσών (συμπιεστή/εκτονωτής, εναλλάκτης θερμότητας) και εφαρμογή των τεχνικών χαρακτηριστικών τους όπως δίνονται από τους κατασκευαστές.
- Εξέταση υψηλότερων θερμοκρασιών αποθήκευσης PCM παράλληλα με διερεύνηση της δυνατότητας αξιοποίησης απορριπτόμενης θερμότητας νερού σε υψηλότερη θερμοκρασία, με σκοπό την αύξηση της κυκλικής απόδοσης.
- Παραμετρικές μελέτες ως προς την υπερθέρμανση και την υπόψυξη των θερμοδυναμικών κύκλων ώστε να βρεθούν οι βέλτιστες.
- Δοκιμή και άλλων εμπορικών εναλλακτών θερμότητας για τη μονάδα αποθήκευσης PCM και ακριβής μοντελοποίησή της, ώστε να συσχετιστεί καλύτερα το κόστος με την επιφάνεια συναλλαγής.
- Ανάλυση ευαισθησίας του συνολικού συστήματος κυρίως ως προς την τιμή αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας και δευτερευόντως, ως προς το επιτόκιο προεξόφλησης.

- Παραμετρικές μελέτες ως προς τον χρόνο πλήρους φόρτισης/αποφόρτισης ώστε να βρεθεί ο βέλτιστος. Έπειτα, υπολογισμός επιδόσεων κατά τη μερική φόρτιση της μπαταρίας.
- Αξιολόγηση του συστήματος σε ετήσια βάση με χρήση off-design υπολογιστικών μοντέλων για ακριβέστερο υπολογισμό της συνολικής απόδοσης.

# ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α ΚΩΔΙΚΕΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ

## A.1 Κυρίως πρόγραμμα

```
% Units: p[bar], T[K], h[kJ/kg], s[J/kg*K], m[kg/s], dens[kg/m^3], V[m^3/s], Pel[kW], Q(load)[kW]

ORCfluid='R1233zd(E)'; % ORC fluid
HSfluid='Water'; % heat source fluid
CMfluid='Air'; % cooling medium

% Data Heat Pump
T_HP=zeros(4,1);
p_HP=zeros(4,1);
h_HP=zeros(4,1);
s_HP=zeros(4,1);
Q_HP=zeros(4,1); % Dryness (Not load!)
dens_HP=zeros(4,1);
VHP=zeros(4,1);
Tsource=55.+273.15; % Solar collectors
Pinchsh_HP=5; % HP superheating pinch point
DTsh_HP=10.; % Superheating
Tevap_HP=Tsource-Pinchsh_HP-DTsh_HP;
TPCM=83.+273.15; % PCM phase change temperature (apo emporio: S46, S50, S58, S72, S83)
PinchPCM=9; % PCM pinch point
DTsbc_HP=6.; % Subcooling
Tcond_HP=TPCM+PinchPCM+DTsbc_HP;
T_HP(1)=Tevap_HP+DTsh_HP; % Superheating
T_HP(3)=Tcond_HP-DTsbc_HP; % Subcooling
T_HP(4)=Tevap_HP;
effiscomp=0.7;
chrg_hours=4; % Time [hours] required for full charging (same as discharging)
effTES=0.95; % Thermal Energy Storage efficiency

% Data ORC
T_ORC=zeros(4,1);
p_ORC=zeros(4,1);
h_ORC=zeros(4,1);
s_ORC=zeros(4,1);
Q_ORC=zeros(4,1); % Dryness (Not load!)
dens_ORC=zeros(4,1);
VORC=zeros(4,1);
DTsh_ORC=5; % Superheating
Tevap_ORC=TPCM-PinchPCM-DTsh_ORC;
Tamb=15.+273.15; % Ambient temperature
pamb=1.01325; % Ambient pressure
hamb=CoolProp.PropsSI('H','P',pamb*10^5,'T',Tamb,CMfluid)/10^3; % Ambient specific enthalpy
samb=CoolProp.PropsSI('S','P',pamb*10^5,'T',Tamb,CMfluid); % Ambient specific entropy
Pinchsbc_ORC=5; % ORC subcooling pinch point
DTsbc_ORC=3.; % Subcooling
Tcond_ORC=Tamb+Pinchsbc_ORC+DTsbc_ORC;
T_ORC(2)=Tevap_ORC+DTsh_ORC; % Superheating
T_ORC(4)=Tcond_ORC-DTsbc_ORC; % Subcooling
effispump=0.7;
effisexp=effiscomp;
Pel_net_ORC=5; % ORC net power output [kW]

% -----

% ORC calculation

% Pressures
pevap_ORC=CoolProp.PropsSI('P','T',Tevap_ORC,'Q',0,ORCfluid)/10^5;
pcond_ORC=CoolProp.PropsSI('P','T',Tcond_ORC,'Q',0,ORCfluid)/10^5;
p_ORC(1)=pevap_ORC;
p_ORC(2)=pevap_ORC;
p_ORC(3)=pcond_ORC;
p_ORC(4)=pcond_ORC;

% Point 4 (Subcooling)
h_ORC(4)=CoolProp.PropsSI('H','T',T_ORC(4),'P',p_ORC(4)*10^5,ORCfluid)/10^3;
s_ORC(4)=CoolProp.PropsSI('S','T',T_ORC(4),'P',p_ORC(4)*10^5,ORCfluid);
Q_ORC(4)=CoolProp.PropsSI('Q','T',T_ORC(4),'P',p_ORC(4)*10^5,ORCfluid);
dens_ORC(4)=CoolProp.PropsSI('D','T',T_ORC(4),'P',p_ORC(4)*10^5,ORCfluid);
```

```

% Point 1
h1is ORC=CoolProp.PropsSI('H','P',p_ORC(1)*10^5,'S',s_ORC(4),ORCfluid)/10^3;
h_ORC(1)=h_ORC(4)+(h1is_ORC-h_ORC(4))/effispump;
T_ORC(1)=CoolProp.PropsSI('T','P',p_ORC(1)*10^5,'H',h_ORC(1)*10^3,ORCfluid);
s_ORC(1)=CoolProp.PropsSI('S','P',p_ORC(1)*10^5,'H',h_ORC(1)*10^3,ORCfluid);
Q_ORC(1)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p_ORC(1)*10^5,'H',h_ORC(1)*10^3,ORCfluid);
dens_ORC(1)=CoolProp.PropsSI('D','P',p_ORC(1)*10^5,'H',h_ORC(1)*10^3,ORCfluid);

% Point 2 (Superheating)
h_ORC(2)=CoolProp.PropsSI('H','P',p_ORC(2)*10^5,'T',T_ORC(2),ORCfluid)/10^3;
s_ORC(2)=CoolProp.PropsSI('S','P',p_ORC(2)*10^5,'T',T_ORC(2),ORCfluid);
Q_ORC(2)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p_ORC(2)*10^5,'T',T_ORC(2),ORCfluid);
dens_ORC(2)=CoolProp.PropsSI('D','P',p_ORC(2)*10^5,'T',T_ORC(2),ORCfluid);

% Point 3
h3is_ORC=CoolProp.PropsSI('H','P',p_ORC(3)*10^5,'S',s_ORC(2),ORCfluid)/10^3;
h_ORC(3)=h_ORC(2)-(h_ORC(2)-h3is_ORC)*effisexp;
T_ORC(3)=CoolProp.PropsSI('T','P',p_ORC(3)*10^5,'H',h_ORC(3)*10^3,ORCfluid);
s_ORC(3)=CoolProp.PropsSI('S','P',p_ORC(3)*10^5,'H',h_ORC(3)*10^3,ORCfluid);
Q_ORC(3)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p_ORC(3)*10^5,'H',h_ORC(3)*10^3,ORCfluid);
dens_ORC(3)=CoolProp.PropsSI('D','P',p_ORC(3)*10^5,'H',h_ORC(3)*10^3,ORCfluid);

% Output + HEX #1 (finned tube, air-cooled with fan)
pair=1.01375; % cooling air pressure (eisodos HEX) [bar] (poly mikri ayksisi mesw tou fan,
Dpfan~0.0005 bar)
Tair_in=CoolProp.PropsSI('T','P',pair*10^5,'S',samb,CMfluid); % isentropiki metavoli sto fan
(eisodos HEX)
hair_in=CoolProp.PropsSI('H','P',pair*10^5,'T',Tair_in,CMfluid)/10^3; % (eisodos HEX)
DTair=2.; % cooling air temperature differential
Tair_out=Tair_in+DTair; % (eksodos HEX)
hair_out=CoolProp.PropsSI('H','P',pair*10^5,'T',Tair_out,CMfluid)/10^3; % (eksodos HEX)
% Epanaliptiki diadikasias
mair_old=50; % arxiki timi
mair=60; % arxiki timi
while abs(mair-mair_old)>=0.001 % synthiki sygklisis
    mair_old=mair;
    Pel_fan_ORC=mair_old*(hair_in-hamb); % Fan power output
    mORC=(Pel_net_ORC+Pel_fan_ORC)/(h_ORC(2)-h_ORC(3)-h_ORC(1)+h_ORC(4)); % Mass flow rate
    Pel_exp_ORC=mORC*(h_ORC(2)-h_ORC(3)); % Expander power output
    Pel_pump_ORC=mORC*(h_ORC(1)-h_ORC(4)); % Pump power output
    Qevap_ORC=mORC*(h_ORC(2)-h_ORC(1)); % Evaporator load
    Qcond_ORC=mORC*(h_ORC(3)-h_ORC(4)); % Condenser load
    effORC=Pel_net_ORC/Qevap_ORC; % ORC efficiency
    effcarnot=1-(T_ORC(4)/T_ORC(2)); % Carnot efficiency
    mair=Qcond_ORC/(hair_out-hair_in); % cooling air mass flow [kg/s]
end
U1=425; % olikos syntelestis metadosis thermotitas [W/m2K] (mesi timi apo pinakes)
DTa1=T_ORC(4)-Tair_out;
DTb1=T_ORC(3)-Tair_in;
LMTD1=(DTa1-DTb1)/log(DTa1/DTb1); % logarithmic mean temperature difference [K]
P=(T_ORC(4)-T_ORC(3))/(Tair_in-T_ORC(3));
R=(Tair_in-Tair_out)/(T_ORC(4)-T_ORC(3));
if R<0.3 % eyresi syntelesti diorthosis F(P,R)
    F=-4294.3*P^6+17024*P^5-27953*P^4+24325*P^3-11830*P^2+3048.2*P-324.04;
elseif R<0.5
    F=-121.35*P^5+286.72*P^4-267.76*P^3+123.17*P^2-28.044*P+3.5199;
elseif R<0.7
    F=-127939*P^6+3446.7*P^5-3786.8*P^4+2467.2*P^3-680.56*P^2+110.93*P-6.3309;
elseif R<0.9
    F=-101.27*P^5+169.29*P^4-110.45*P^3+34.699*P^2-5.3914*P+1.3134;
else
    F=-24.409*P^4+23.774*P^3-8.2491*P^2+0.9859*P+0.9517;
end
if F>1.0 % gia sigouria
    F=1.0;
elseif F<0.5
    F=0.5;
end
A1=1000*Qcond_ORC/(U1*LMTD1*F); % synoliki epifaneia synallagis thermotitas enallakti [m2]

% Volume flow rates
for i=1:4
    VORC(i)=mORC/dens_ORC(i);
end
Vratio_exp=VORC(3)/VORC(2); % Expander volume ratio

% -----

```

```

% Heat Pump calculation

% Pressures
pevap_HP=CoolProp.PropsSI('P','T',Tevap_HP,'Q',0,ORCfluid)/10^5;
pcond_HP=CoolProp.PropsSI('P','T',Tcond_HP,'Q',0,ORCfluid)/10^5;
p_HP(1)=pevap_HP;
p_HP(2)=pcond_HP;
p_HP(3)=pcond_HP;
p_HP(4)=pevap_HP;

% Point 1 (Superheating)
h_HP(1)=CoolProp.PropsSI('H','P',p_HP(1)*10^5,'T',T_HP(1),ORCfluid)/10^3;
s_HP(1)=CoolProp.PropsSI('S','P',p_HP(1)*10^5,'T',T_HP(1),ORCfluid);
Q_HP(1)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p_HP(1)*10^5,'T',T_HP(1),ORCfluid);
dens_HP(1)=CoolProp.PropsSI('D','P',p_HP(1)*10^5,'T',T_HP(1),ORCfluid);

% Point 2
h2is_HP=CoolProp.PropsSI('H','P',p_HP(2)*10^5,'S',s_HP(1),ORCfluid)/10^3;
h_HP(2)=h_HP(1)+(h2is_HP-h_HP(1))/effiscomp;
T_HP(2)=CoolProp.PropsSI('T','P',p_HP(2)*10^5,'H',h_HP(2)*10^3,ORCfluid);
s_HP(2)=CoolProp.PropsSI('S','P',p_HP(2)*10^5,'H',h_HP(2)*10^3,ORCfluid);
Q_HP(2)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p_HP(2)*10^5,'H',h_HP(2)*10^3,ORCfluid);
dens_HP(2)=CoolProp.PropsSI('D','P',p_HP(2)*10^5,'H',h_HP(2)*10^3,ORCfluid);

% Point 3 (Subcooling)
h_HP(3)=CoolProp.PropsSI('H','T',T_HP(3),'P',p_HP(3)*10^5,ORCfluid)/10^3;
s_HP(3)=CoolProp.PropsSI('S','T',T_HP(3),'P',p_HP(3)*10^5,ORCfluid);
Q_HP(3)=CoolProp.PropsSI('Q','T',T_HP(3),'P',p_HP(3)*10^5,ORCfluid);
dens_HP(3)=CoolProp.PropsSI('D','T',T_HP(3),'P',p_HP(3)*10^5,ORCfluid);

% Point 4
h_HP(4)=h_HP(3);
s_HP(4)=CoolProp.PropsSI('S','P',p_HP(4)*10^5,'H',h_HP(4)*10^3,ORCfluid);
Q_HP(4)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p_HP(4)*10^5,'H',h_HP(4)*10^3,ORCfluid);
dens_HP(4)=CoolProp.PropsSI('D','P',p_HP(4)*10^5,'H',h_HP(4)*10^3,ORCfluid);

% Output
Qcond_HP=Qevap_ORC/effTES; % Condenser load
mHP=Qcond_HP/(h_HP(2)-h_HP(3)); % Mass flow rate
Pel_HP=mHP*(h_HP(2)-h_HP(1)); % HP power input
Qevap_HP=mHP*(h_HP(1)-h_HP(4)); % Evaporator load
COP_HP=Qcond_HP/Pel_HP; % Heat Pump COP
COPcarnot=Tcond_HP/(Tcond_HP-Tevap_HP); % Carnot COP

% HEX #2 (plate HEX, water-heated)
pwater=3.; % heating water pressure [bar]
Twater_in=Tsource;
DTwater=5.; % heating water temperature differential
Twater_out=Twater_in-DTwater;
hwater_in=CoolProp.PropsSI('H','P',pwater*10^5,'T',Twater_in,HSfluid)/10^3;
hwater_out=CoolProp.PropsSI('H','P',pwater*10^5,'T',Twater_out,HSfluid)/10^3;
mwater=Qevap_HP/(hwater_in-hwater_out); % heating water mass flow [kg/s]
U2=675; % olikos synteletis metadosis thermotitas [W/m2K] (mesi timi apo pinakes)
DTa2=Twater_in-T_HP(1);
DTb2=Twater_out-T_HP(4);
LMTD2=(DTa2-DTb2)/log(DTa2/DTb2); % logarithmic mean temperature difference [K]
A2=1000*Qevap_HP/(U2*LMTD2); % synoliki epifaneia synallagis thermotitas enallakti [m2]

% Volume flow rates
for i=1:4
    VHP(i)=mHP/dens_HP(i);
end
Vratio_comp=VHP(1)/VHP(2); % Compressor volume ratio

%-----

eff_rt=Pel_net_ORC/Pel_HP % roundtrip efficiency
tank_capacity=chrg_hours*Qcond_HP; % storage tank capacity [kWh]

%-----

% HEX #3 (finned tube inside PCM)
U3=68; % olikos synteletis metadosis thermotitas [W/m2K] (mesi timi apo diagramma)
% Leitourgia Heat Pump (charging)
DTa3_HP=T_HP(2)-TPCM;
DTb3_HP=T_HP(3)-TPCM;

```

```

LMTD3_HP=(DTa3_HP-DTb3_HP)/log(DTa3_HP/DTb3_HP); % logarithmic mean temperature difference
[K]
A3_HP=1000*Qcond_HP/(U3*LMTD3_HP); % συνολικη επιφανεια συνλλαγis thermotitas enallakti [m2]
% Leitourgia ORC (discharging)
DTa3_ORC=TPCM-T_ORC(2);
DTb3_ORC=TPCM-T_ORC(1);
LMTD3_ORC=(DTa3_ORC-DTb3_ORC)/log(DTa3_ORC/DTb3_ORC); % logarithmic mean temperature
difference [K]
A3_ORC=1000*Qevap_ORC/(U3*LMTD3_ORC); % συνολικη επιφανεια συνλλαγis thermotitas enallakti
[m2]
% Teliki epilogi
A3=max(A3_HP,A3_ORC);

%-----

% T-s diagram
%
Tmin=0+273.15; % Plot minimum temperature
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,ORCfluid,Tmin);
figure(1)
title('Reversible HP/ORC{\it T-s} Diagram');
xlabel('{\it s (kJ/kgK)}');
ylabel('{\it T} (^{\circ}C)');
grid on
hold on
plot(sLplot/10^3,Tplot-273.15,'black');
plot(sGplot/10^3,Tplot-273.15,'black');
Npart=200; % diagram number of points
for k=1:2 % k=1 for Heat Pump, k=2 for ORC
    if k==1 % Heat Pump
        h=h_HP;
        p=p_HP;
        s=s_HP;
        T=T_HP;
        for i=1:3 % for each section (1-2, 2-3, 3-4)
            if i==2 % (2-3)
                % Section 2-3'
                h0=h(2);
                hf=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcond_HP,'Q',1,ORCfluid)/10^3;
                dh=(hf-h0)/(Npart-1);
                p0=p(2);
                pf=p(2);
                dp=(pf-p0)/(Npart-1);
                for j=1:Npart-1 % (2-2')
                    hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
                    pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
                    TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
                    sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
                end
                hPLOT(Npart)=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcond_HP,'Q',0,ORCfluid)/10^3;
                pPLOT(Npart)=p(3);
                TPLOT(Npart)=Tcond_HP;
                sPLOT(Npart)=CoolProp.PropsSI('S','T',Tcond_HP,'Q',0,ORCfluid);
                plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'red')
                % Section 3'-3
                h0=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcond_HP,'Q',0,ORCfluid)/10^3;
                hf=h(3);
                dh=(hf-h0)/(Npart-1);
                p0=p(3);
                pf=p(3);
                dp=(pf-p0)/(Npart-1);
                for j=1:Npart
                    hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
                    pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
                    TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
                    sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
                end
                plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'red')
            else % (1-2, 3-4)
                h0=h(i);
                hf=h(i+1);
                dh=(hf-h0)/(Npart-1);
                p0=p(i);
                pf=p(i+1);
                dp=(pf-p0)/(Npart-1);
                for j=1:Npart

```

```

        hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
        pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
        TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
        sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
    end
    plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'red')
end
end
% Section 4-1
hPLOT(1)=h(4);
pPLOT(1)=p(4);
TPLOT(1)=T(4);
sPLOT(1)=s(4);
h0=CoolProp.PropsSI('H','T',T(4),'Q',1,ORCfluid)/10^3;
hf=h(1);
dh=(hf-h0)/(Npart-1);
p0=p(4);
pf=p(1);
dp=(pf-p0)/(Npart-1);
for j=2:Npart % (4'-1)
    hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
    pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
    TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
    sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
end
plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'red')
scatter(s/10^3,T-273.15,'red','filled') % cycle's points
else % ORC
h=h_ORC;
p=p_ORC;
s=s_ORC;
T=T_ORC;
for i=1:3 % for each section (1-2, 2-3, 3-4)
    if i==1 % (1-2)
        % Section 1-2'
        h0=h(1);
        hf=CoolProp.PropsSI('H','T',Tevap_ORC,'Q',0,ORCfluid)/10^3;
        dh=(hf-h0)/(Npart-1);
        p0=p(1);
        pf=p(1);
        dp=(pf-p0)/(Npart-1);
        for j=1:Npart-1 % (1-1')
            hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
            pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
            TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
            sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
        end
        hPLOT(Npart)=CoolProp.PropsSI('H','T',Tevap_ORC,'Q',1,ORCfluid)/10^3;
        pPLOT(Npart)=p(2);
        TPLOT(Npart)=Tevap_ORC;
        sPLOT(Npart)=CoolProp.PropsSI('S','T',Tevap_ORC,'Q',0,ORCfluid);
        plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'green')
        % Section 1'-2
        hPLOT(1)=hPLOT(Npart);
        pPLOT(1)=pPLOT(Npart);
        TPLOT(1)=TPLOT(Npart);
        sPLOT(1)=sPLOT(Npart);
        h0=CoolProp.PropsSI('H','T',Tevap_ORC,'Q',1,ORCfluid)/10^3;
        hf=h(2);
        dh=(hf-h0)/(Npart-1);
        p0=p(2);
        pf=p(2);
        dp=(pf-p0)/(Npart-1);
        for j=2:Npart % (2'-2)
            hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
            pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
            TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
            sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
        end
        plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'green')
    elseif i==2 % (2-3)
        h0=h(i);
        hf=h(i+1);
        dh=(hf-h0)/(Npart-1);
        p0=p(i);
        pf=p(i+1);
        dp=(pf-p0)/(Npart-1);
        for j=1:Npart

```



```

        hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
        pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
        TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
        sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
    end
    plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'green')
else % (3-4)
    % Section 3-4'
    h0=h(3);
    hf=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcond_ORC,'Q',1,ORCfluid)/10^3;
    dh=(hf-h0)/(Npart-1);
    p0=p(3);
    pf=p(3);
    dp=(pf-p0)/(Npart-1);
    for j=1:Npart-1 % (3-3')
        hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
        pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
        TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
        sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
    end
    hPLOT(Npart)=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcond_ORC,'Q',0,ORCfluid)/10^3;
    pPLOT(Npart)=p(4);
    TPLOT(Npart)=Tcond_ORC;
    sPLOT(Npart)=CoolProp.PropsSI('S','T',Tcond_ORC,'Q',0,ORCfluid);
    plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'green')
    % Section 4'-4
    h0=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcond_ORC,'Q',0,ORCfluid)/10^3;
    hf=h(4);
    dh=(hf-h0)/(Npart-1);
    p0=p(4);
    pf=p(4);
    dp=(pf-p0)/(Npart-1);
    for j=1:Npart
        hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
        pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
        TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
        sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
    end
    plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'green')
end
end
end
% Section 4-1
h0=h(4);
hf=h(1);
dh=(hf-h0)/(Npart-1);
p0=p(4);
pf=p(1);
dp=(pf-p0)/(Npart-1);
for j=1:Npart
    hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
    pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);
    TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
    sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
end
plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'green')
scatter(s/10^3,T-273.15,'green','filled') % cycle's points
end
end
yline(TPCM-273.15,'--y','T {PCM}','LabelHorizontalAlignment','left')
yline(Tsource-273.15,'--m','T_{source}','LabelHorizontalAlignment','left')
yline(Tamb-273.15,'--b','T_{amb}','LabelHorizontalAlignment','left')
legend(ORCfluid,'','Charging (Heat Pump)','','','','','Discharging
(ORC)','','','','','','','','','Location','northwest')

hold off
%-----

% Q-T diagrams

% HEX #1 (air-cooled)
Npart=100;
figure(2)
Thinheat=T_ORC(3); % calculated above
Thoutheat=T_ORC(4);
hthinheat=h_ORC(3);
hhoutheat=h_ORC(4);

```

```

[ PPheat1,Tcheat,Thheat,Qheat
]=QT(Npart,CMfluid,mair,pair,Tair in,Tair out,hair in,hair out,ORCfluid,mORC,p ORC(3),Thinheat,Th
outheat,hhinheat,hhoutheat);
plot(Qheat,Tcheat-273.15,Qheat,Thheat-273.15)
legend({'\it T {air}','\it T {ORC}'});
title('HEX#1{\it Q-T} Diagram');
xlabel({'\it Q (kW)'});
ylabel({'\it T} (^{o}C)');
grid on

% HEX #2 (water-heated)
Npart=100;
figure(3)
Thinheat=Twater in; % calculated above
Thoutheat=Twater out;
hhinheat=hwater in;
hhoutheat=hwater out;
[ PPheat2,Tcheat,Thheat,Qheat
]=QT(Npart,ORCfluid,mHP,p HP(4),T HP(4),T HP(1),h HP(4),h HP(1),HSfluid,mwater,pwater,Thinheat,Th
outheat,hhinheat,hhoutheat);
plot(Qheat,Tcheat-273.15,Qheat,Thheat-273.15)
legend({'\it T {HP}','\it T {water}'});
title('HEX#2{\it Q-T} Diagram');
xlabel({'\it Q (kW)'});
ylabel({'\it T} (^{o}C)');
grid on

% HEX #3
Npart=100;
figure(4)
% Leitourgia Heat Pump (charging)
subplot(2,1,1)
hh(1)=h_HP(2);
Th(1)=T_HP(2);
Tc(1)=TPCM;
dhh=(h_HP(2)-h_HP(3))/(Npart-1);
Q(1)=0;
hh_sat_liq=CoolProp.PropsSI('H','P',p_HP(2)*10^5,'Q',0,ORCfluid);
hh_sat_vap=CoolProp.PropsSI('H','P',p_HP(2)*10^5,'Q',1,ORCfluid);
Th_sat=CoolProp.PropsSI('T','P',p_HP(2)*10^5,'Q',1,ORCfluid);
for i=1:Npart-1
    hh(i+1)=hh(i)-dhh;
    if ((hh(i+1)>=hh_sat_liq/1e3) && (hh(i+1)<=hh_sat_vap/1e3))
        Th(i+1)=Th_sat;
    else
        Th(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','P',p_HP(2)*10^5,'H',hh(i+1)*10^3,ORCfluid);
    end
    Tc(i+1)=TPCM;
    Q(i+1)=Q(i)+mHP*(hh(i)-hh(i+1));
end
PPheat3_ch=T_HP(3)-TPCM;
plot(Q,Tc-273.15,Q,Th-273.15)
legend({'\it T {PCM}','\it T {HP}'});
title('HEX#3-charging{\it Q-T} Diagram');
xlabel({'\it Q (kW)'});
ylabel({'\it T} (^{o}C)');
grid on
% Leitourgia ORC (discharging)
subplot(2,1,2)
Th(1)=TPCM;
hc(1)=h_ORC(2);
Tc(1)=T_ORC(2);
dhc=(h_ORC(2)-h_ORC(1))/(Npart-1);
Q(1)=0;
hc_sat_liq=CoolProp.PropsSI('H','P',p_ORC(1)*10^5,'Q',0,ORCfluid);
hc_sat_vap=CoolProp.PropsSI('H','P',p_ORC(1)*10^5,'Q',1,ORCfluid);
Tc_sat=CoolProp.PropsSI('T','P',p_ORC(1)*10^5,'Q',1,ORCfluid);
for i=1:Npart-1
    Th(i+1)=TPCM;
    hc(i+1)=hc(i)-dhc;
    if ((hc(i+1)>=hc_sat_liq/1e3) && (hc(i+1)<=hc_sat_vap/1e3))
        Tc(i+1)=Tc_sat;
    else
        Tc(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','P',p_ORC(1)*10^5,'H',hc(i+1)*10^3,ORCfluid);
    end
    Q(i+1)=Q(i)+mORC*(hc(i)-hc(i+1));
end
PPheat3_dis=TPCM-T_ORC(2);

```

```

plot(Q,Tc-273.15,Q,Th-273.15)
legend({'\it T {ORC}}','\it T {PCM}}',Location="southwest");
title('HEX#3-discharging{\it Q-T} Diagram');
xlabel({'\it Q (kW)}');
ylabel({'\it T (^oC)'});
grid on

%-----

% Economics

% Data
nyears=20; % lifetime [years]
C_machine=1.5*(225+170*VORC(2)); % reversible HP machine cost [€]
C_gen=71.7*Pel net ORC^0.95; % electric motor/generator cost [€]
C_HEX1=297*A1; % heat exchanger #1 cost [€] (finned tube HEX, air-cooled)
C_HEX2=256.89*A2+136.12; % heat exchanger #2 cost - LSBTP prices [€] (plate HEX, water-heated)
C_HEX3=297*A3*1.2; % heat exchanger #3 cost [€] (finned tube HEX inside PCM) me prosauksisi 20%
C_PCM=tank capacity*4.3125; % PCM cost [€] (4.3125€/kWh, mesi timi apo energy.gov)
C_pump=900*(Pel pump ORC*1000/300)^0.25; % pump cost [€]
C_valve=150; % expansion valve cost [€]
    scost_fluid=40; % working fluid specific cost [€/kg]
    consumption_fluid=0.3; % working fluid consumption [kg/kW_ψυξης]
C_fluid=scost_fluid*consumption_fluid*Qevap HP; % working fluid cost [€]
C_labor=0.2*(C_machine+C_gen+C_HEX1+C_HEX2+C_HEX3+C_PCM+C_pump+C_valve+C_fluid); % labor cost
(20% epi tou synolou) [€]
Invest=C_machine+C_gen+C_HEX1+C_HEX2+C_HEX3+C_PCM+C_pump+C_valve+C_fluid+C_labor; % total
Investment cost [€]
SIC=Invest/Pel net ORC % Specific Investment Cost [€/kW]
    offpeak_price=0.03; % electricity price at off-peak hours [€/kWh] (tote agorazoume)
Ct=Pel HP*chrg hours*365*offpeak price+0.015*Invest; % total cost of energy bought per year + O&M
costs(=1,5% of the initial Investment) [€]
Et=Pel_net_ORC*chrg_hours*365; % total energy sold per year [kWh]
    r=0.05; % rate of interest 5%

% LCOS calculation
SumCt=0;
SumEt=0;
for t=1:nyears
    SumCt=SumCt+Ct/(1+r)^t; % anagwgi se ka8e etos kai a8roisma [€]
    SumEt=SumEt+Et/(1+r)^t; % anagwgi se ka8e etos kai a8roisma [kWh]
end
LCOS=(Invest+SumCt)/SumEt % Levelized Cost of Storage [€/kWh]

%-----

```

## A.2 Συνάρτηση υπολογισμού μεγεθών κορεσμένων καταστάσεων

```

function [ P, hL, hG, hLG, sL, sG, sLG, TsGmax, PsGmax, sGmax, T ] = sat_calc( pstep, Fluid, Tmin )
% Saturation points calculation

% pstep: number of calculation points

T=zeros(1,pstep);
P=zeros(1,pstep);
hL=zeros(1,pstep);
hG=zeros(1,pstep);
hLG=zeros(1,pstep);
sL=zeros(1,pstep);
sG=zeros(1,pstep);
sLG=zeros(1,pstep);
DS=zeros(1,pstep);
Tc=zeros(1,pstep);

p=1;
T(1)=Tmin;
P(1)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1),'Q',0,Fluid)/10^5;
hL(1)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1),'Q',0,Fluid)/10^3;
hG(1)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1),'Q',1,Fluid)/10^3;
hLG(1)=hG(1)-hL(1);
sL(1)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1),'Q',0,Fluid);
sG(1)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1),'Q',1,Fluid);
sLG(1)=sG(1)-sL(1);

```

```

Tcrit=CoolProp.PropsSI('Tcrit',Fluid);
Tmax=Tcrit-0.000001;
dT=(Tmax-Tmin)/(pstep-1);

for p=1:pstep-1
    T(p+1)=T(p)+dT;
    P(p+1)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(p+1),'Q',0,Fluid)/10^5;
    hL(p+1)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(p+1),'Q',0,Fluid)/10^3;
    hG(p+1)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(p+1),'Q',1,Fluid)/10^3;
    hLG(p+1)=hG(p+1)-hL(p+1);
    sL(p+1)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(p+1),'Q',0,Fluid);
    sG(p+1)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(p+1),'Q',1,Fluid);
    sLG(p+1)=sG(p+1)-sL(p+1);
end
sGmax=max(sG);
for p=1:pstep
    DS(p)=abs(sG(p)-sGmax);
    p=p+1;
end
DSmin=min(DS);
for p=1:pstep
    if DS(p)==DSmin
        TsGmax=T(p);
        PsGmax=P(p);
    end
end
p=p+1;
end

%-----

```

### A.3 Συνάρτηση υπολογισμού διαγραμμάτων Q-T εναλλάκτη θερμότητας

```

function [ MITA,Tc,Th,Q ] = QT(
Npart,Cfluid,mc,pc,Tcin,Tcout,hcin,hcout,Hfluid,mh,ph,Thin,Thout,hhin,hhout)
% cin: xamili thermokrasia kryoy reymatos, cout: ypsili thermokrasia kryoy
% reymatos
% hin: ypsili thermokrasia thermoy reymatos, hout: xamili thermokrasia
% thermoy reymatos

N=Npart;
% % hh=zeros(1,N);
% % hc=zeros(1,N);
% % Th=zeros(1,N);
% % Tc=zeros(1,N);
% % DT=zeros(1,N);
% % Q=zeros(1,N);
% % sh=zeros(1,N);
% % sc=zeros(1,N);

hh(1)=hhin;
hc(1)=hcout;
Th(1)=Thin;
Tc(1)=Tcout;
DT(1)=100; % des antistoixi grammi sto "PINCHEVAP"
dhh=(hhin-hhout)/(N-1);
%{
hh(1)
hhout
mh
mc
dhh
%}
Q(1)=0;
hc_sat_liq=CoolProp.PropsSI('H','P',pc*10^5,'Q',0,Cfluid);
hc_sat_vap=CoolProp.PropsSI('H','P',pc*10^5,'Q',1,Cfluid);
Tc_sat=CoolProp.PropsSI('T','P',pc*10^5,'Q',1,Cfluid);
hh_sat_liq=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'Q',0,Hfluid);
hh_sat_vap=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'Q',1,Hfluid);
Th_sat=CoolProp.PropsSI('T','P',ph*10^5,'Q',1,Hfluid);
for i=1:N-1
    hh(i+1)=hh(i)-dhh;
    if ((hh(i+1)>=hh_sat_liq/1e3) && (hh(i+1)<=hh_sat_vap/1e3))
        Th(i+1)=Th_sat;
    end
end

```

```

else
    Th(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','P',ph*10^5,'H',hh(i+1)*10^3,Hfluid);
end
hc(i+1)=hc(i)-mh/mc*(hh(i)-hh(i+1));
if ((hc(i+1)>=hc_sat_liq/1e3) && (hc(i+1)<=hc_sat_vap/1e3))
    Tc(i+1)=Tc_sat;
else
    Tc(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','P',pc*10^5,'H',hc(i+1)*10^3,Cfluid);
end
%{
i
hh(i)
hh(i+1)
hc(i)
hc(i+1)
hc_sat_liq/1e3
hc_sat_vap/1e3
pc*10^5
Tc(i)-273.15
Tc(i+1)-273.15
Th(i)-273.15
Th(i+1)-273.15
%}
DT(i+1)=Th(i+1)-Tc(i+1);
Q(i+1)=Q(i)+mh*(hh(i)-hh(i+1));
end
MITA=min(DT);
%{
Tc
Th
DT
MITA
%}
end
%-----

```

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. 'IEA – International Energy Agency'. *IEA*, <https://www.iea.org>.
2. 'Ενέργεια, κλιματική αλλαγή, περιβάλλον'. *Ευρωπαϊκή Επιτροπή - European Commission*, [https://ec.europa.eu/info/energy-climate-change-environment\\_el](https://ec.europa.eu/info/energy-climate-change-environment_el).
3. Farmer, Warren James, και Arnold Johan Rix. *Optimising Power System Frequency Stability Using Virtual Inertia from Inverter-Based Renewable Energy Generation*. 2019. *DOI.org (Datacite)*, <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.16471.91043>.
4. 'Low-Grade Waste Heat Utilization in the European Union'. *Interreg CENTRAL EUROPE*, <http://www.interreg-central.eu/Content.Node/CE-HEAT/Low-grade-waste-heat-utilization-in-the-European-Union.html>.
5. Dumont, O., και V. Lemort. 'Mapping of Performance of Pumped Thermal Energy Storage (Carnot Battery) Using Waste Heat Recovery'. *Energy*, τ. 211, Νοέμβριος 2020, σ. 118963. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118963>.
6. Staub, Sebastian, κ.ά. 'Reversible Heat Pump–Organic Rankine Cycle Systems for the Storage of Renewable Electricity'. *Energies*, τ. 11, τχ. 6, Μάιος 2018, σ. 1352. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.3390/en11061352>.
7. Frate, Guido Francesco, κ.ά. 'Multi-Criteria Economic Analysis of a Pumped Thermal Electricity Storage (PTES) With Thermal Integration'. *Frontiers in Energy Research*, τ. 8, Απρίλιος 2020, σ. 53. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.3389/fenrg.2020.00053>.
8. Dumont, Olivier, Guido Francesco Frate, κ.ά. 'Carnot Battery Technology: A State-of-the-Art Review'. *Journal of Energy Storage*, τ. 32, Δεκέμβριος 2020, σ. 101756. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101756>.
9. Vasta, Salvatore. 'Creative Commons — Attribution-ShareAlike 4.0 International — CC BY-SA 4.0'. *Wikimedia Commons*, <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/>.
10. Dumont, Olivier, Antonios Charalampidis, κ.ά. 'Experimental Investigation of a Thermally Integrated Carnot Battery Using a Reversible Heat Pump/Organic Rankine Cycle'.

*International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Μάιος 2021,  
<https://docs.lib.purdue.edu/iracc/2085>.

11. Smallbone, Andrew, κ.ά. ‘Erratum to: “Levelised Cost of Storage for Pumped Heat Energy Storage in Comparison with Other Energy Storage Technologies” [Energy Convers. Manage. 152 (2017) 221–228]’. *Energy Conversion and Management*, τ. 210, Απρίλιος 2020, σ. 112668. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112668>.
12. Chen, Huijuan, κ.ά. ‘A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat’. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τ. 14, τχ. 9, Δεκέμβριος 2010, σσ. 3059–67. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.006>.
13. Quoilin, Sylvain, Sébastien Declaye, Arnaud Legros, κ.ά. *Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines*. 2012.
14. Lemmon, Eric, κ.ά. *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) Version 10 - SRD 23*. National Institute of Standards and Technology, 2018. DOI.org (Datacite), <https://doi.org/10.18434/T4/1502528>.
15. Mota-Babiloni, Adrián, κ.ά. ‘Recent Investigations in HFCs Substitution with Lower GWP Synthetic Alternatives: Focus on Energetic Performance and Environmental Impact’. *International Journal of Refrigeration*, τ. 82, Οκτώβριος 2017, σσ. 288–301. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.06.026>.
16. Saksiwi, Novi Dwi, κ.ά. ‘Comparison on R245fa, R1233zd, R141b for Organic Rankine Cycle (ORC)’. *2018 Conference on Power Engineering and Renewable Energy (ICPERE)*, IEEE, 2018, σσ. 1–5. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1109/ICPERE.2018.8739254>.
17. Guo, T., κ.ά. ‘Fluids and Parameters Optimization for a Novel Cogeneration System Driven by Low-Temperature Geothermal Sources’. *Energy*, τ. 36, τχ. 5, Μάιος 2011, σσ. 2639–49. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.005>.
18. Γαρδελάκος, Ειρηναίος-Οδυσσεάς. *Τεχνοοικονομική αξιολόγηση συστήματος τριπαραγωγής*

- αντιστρεπτής Αντλίας θερμότητας – ORC. Νοέμβριος 2020. *dspace.lib.ntua.gr*, <https://doi.org/10.26240/heal.ntua.19747>.
19. Braimakis, Konstantinos. *Multi-scale thermo-economic optimization and thermodynamic assessment of energetic and exergetic efficiency improvement concepts of Organic Rankine Cycle*. 2019. DOI.org (Datacite), <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.20203.59681>.
  20. Welcome to CoolProp — CoolProp 6.4.1 documentation. <http://www.coolprop.org/>.
  21. ASHRAE. ASHRAE Standard 34. <https://www.ashrae.org/>.
  22. Akasaka, Ryo, κ.ά. ‘Thermodynamic Property Modeling for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf)’. *International Journal of Refrigeration*, τ. 33, τχ. 1, Ιανουάριος 2010, σσ. 52–60. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.09.004>.
  23. Akasaka, Ryo. ‘An Application of the Extended Corresponding States Model to Thermodynamic Property Calculations for Trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E))’. *International Journal of Refrigeration*, τ. 33, τχ. 5, Αύγουστος 2010, σσ. 907–14. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.03.003>.
  24. ‘D10 Series (US) / G10 Series (Metric)’. *Heavy Duty Industrial Pumps from Hydra-Cell Pumps*, <https://www.hydra-cell.com/product/D10-hydracell-pump.html>.
  25. Χαραλαμπίδης, Αντώνιος. Σύζευξη συστήματος ORC μικρής ισχύος με οικιακό ηλιακό σύστημα και σχεδιασμός κατάλληλης διάταξης. Οκτώβριος 2018. *dspace.lib.ntua.gr*, <https://doi.org/10.26240/heal.ntua.15982>.
  26. Roumpedakis, Tryfon C., κ.ά. ‘Exergetic and Economic Analysis of a Solar Driven Small Scale ORC’. *Renewable Energy*, τ. 157, Σεπτέμβριος 2020, σσ. 1008–24. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.05.016>.
  27. Useful information on External Gear Pumps. <https://www.michael-smith-engineers.co.uk/resources/useful-info/external-gear-pumps>.
  28. Vane Pump | Mechanics | Britannica. <https://www.britannica.com/technology/vane-pump>.
  29. Fang, Yu, κ.ά. A Study On Increasing The Speed Limit of Axial Piston Pumps By Optimizing



- The Suction Duct*. 2021, <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-397287/v1>.
30. Ρουμπεδάκης, Τρύφων Χ. *Μελέτη της λειτουργίας και σχεδιασμός συστήματος τριπαραγωγής μικρής κλίμακας με χρήση υπερκρίσιμου κύκλου ORC*. Σεπτέμβριος 2014. *dspace.lib.ntua.gr*, <https://doi.org/10.26240/heal.ntua.8305>.
  31. Dumont, Olivier. *Investigation of a heat pump reversible into an organic Rankine cycle and its application in the building sector*. University of Liège, 2017. DOI.org (Datacite), <http://rgdoi.net/10.13140/RG.2.2.19499.13604>.
  32. Μπελεσιώτης, Γεώργιος. *Τεχνο-οικονομική αξιολόγηση συστημάτων ηλιακής ψύξης με φωτοβολταϊκά στην Ελλάδα*. Απρίλιος 2020. *dspace.lib.ntua.gr*, <https://doi.org/10.26240/heal.ntua.17807>.
  33. ‘Reciprocating Compressors and Types|Working Principle|Engineering Explained’. *AerMech*, 2 Μάρτιος 2015, <https://aermech.com/reciprocating-compressors-and-typesworking-principleengineering-explained/>.
  34. Imran, Muhammad, κ.ά. ‘Volumetric Expanders for Low Grade Heat and Waste Heat Recovery Applications’. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τ. 57, Μάιος 2016, σσ. 1090–109. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.139>.
  35. Quoilin, Sylvain. *Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications*. 1 Ιανουάριος 2011.
  36. Bao, Junjiang, και Li Zhao. ‘A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle’. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τ. 24, Αύγουστος 2013, σσ. 325–42. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>.
  37. Quoilin, Sylvain, Martijn Van Den Broek, κ.ά. ‘Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems’. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τ. 22, Ιούνιος 2013, σσ. 168–86. DOI.org (Crossref), <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>.
  38. Quoilin, Sylvain, Sébastien Declaye, Bertrand F. Tchanche, κ.ά. ‘Thermo-Economic Optimization of Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycles’. *Applied Thermal*

- Engineering*, τ. 31, τχ. 14–15, Οκτώβριος 2011, σσ. 2885–93. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014>.
39. *Copeland: Next-Gen HVACR Compressor Technology | Emerson | Emerson US*. <https://climate.emerson.com/en-us/brands/copeland>.
40. Ρουμπεδάκης, Γρύφων. *Μοντελοποίηση και πειραματική διερεύνηση αντλιών θετικής εκτόπισης για συστήματα Οργανικού κύκλου Rankine μικρής κλίμακας*. Μάρτιος 2017. *dspace.lib.ntua.gr*, <https://doi.org/10.26240/heal.ntua.5789>.
41. *Heat Exchangers — Introduction to Chemical and Biological Engineering*. [https://www.engr.colostate.edu/CBE101/topics/heat\\_exchangers.html](https://www.engr.colostate.edu/CBE101/topics/heat_exchangers.html).
42. ‘What Is Superheating in Refrigeration System? Explanation & Necessity’. *ElectricalWorkbook*, 31 Ιούλιος 2021, <https://electricalworkbook.com/superheating-in-refrigeration/>.
43. ‘Sub-cooling in a refrigeration cycle has the effect of Increase in COP’. *Testbook*, <https://testbook.com/question-answer/sub-cooling-in-a-refrigeration-cycle-has-the-effec--58919be8995a2d1564ce1424>.
44. Belusko, M., κ.ά. ‘Characterising PCM Thermal Storage Systems Using the Effectiveness-NTU Approach’. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τ. 55, τχ. 13–14, Ιούνιος 2012, σσ. 3359–65. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.018>.
45. Robadey, Jacques, κ.ά. ‘Design and simulation of a new PCM heat exchanger for domestic hot water and air temperature control’. *E3S Web of Conferences*, επιμέλεια J. Kurnitski και T. Kalamees, τ. 172, 2020, σ. 12006. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017212006>.
46. Alipanah, M., και A. Zahmatkesh. ‘Heat Transfer Modeling of Phase Change Materials in Multiple Plates Heat Exchanger’. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, τ. 6, τχ. 24, 2013, σσ. 4671–75. *maxwellsci.com*,

<https://doi.org/10.19026/rjaset.6.3483>.

47. Liu, M., κ.ά. ‘Investigation of Cascaded Shell and Tube Latent Heat Storage Systems for Solar Tower Power Plants’. *Energy Procedia*, τ. 69, Μάιος 2015, σσ. 913–24. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.175>.
48. Abdi, Amir, κ.ά. ‘Numerical Investigation of Latent Thermal Storage in a Compact Heat Exchanger Using Mini-Channels’. *Applied Sciences*, τ. 11, τχ. 13, Ιούνιος 2021, σ. 5985. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.3390/app11135985>.
49. Lazaro, Ana, κ.ά. ‘Technical Performance Assessment of Phase Change Material Components’. *Proceedings of the ISES Solar World Congress 2019*, International Solar Energy Society, 2019, σσ. 1–12. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.18086/swc.2019.22.05>.
50. Youssef, W., κ.ά. ‘CFD Modelling Development and Experimental Validation of a Phase Change Material (PCM) Heat Exchanger with Spiral-Wired Tubes’. *Energy Conversion and Management*, τ. 157, Φεβρουάριος 2018, σσ. 498–510. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.036>.
51. Pakalka, Saulius, κ.ά. ‘Experimental and Theoretical Investigation of the Natural Convection Heat Transfer Coefficient in Phase Change Material (PCM) Based Fin-and-Tube Heat Exchanger’. *Energies*, τ. 14, τχ. 3, Ιανουάριος 2021, σ. 716. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.3390/en14030716>.
52. Amin, N. A. M., κ.ά. ‘An Effectiveness-NTU Model of a Packed Bed PCM Thermal Storage System’. *Applied Energy*, τ. 134, Δεκέμβριος 2014, σσ. 356–62. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.020>.
53. Amin, N. A. M., κ.ά. ‘Effectiveness–NTU Correlation for Low Temperature PCM Encapsulated in Spheres’. *Applied Energy*, τ. 93, Μάιος 2012, σσ. 549–55. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.12.006>.
54. Bruno, Frank, κ.ά. *Design of PCM Thermal Storage Systems Using the Effectiveness-NTU*

*Method*. International Solar Energy Society, 2010.

55. Roccamena, Letizia, κ.ά. ‘Experimental Test Bed Design and Development for PCM-Water Exchangers Characterization’. *Sustainable Cities and Society*, τ. 37, Φεβρουάριος 2018, σσ. 241–49. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.scs.2017.11.018>.
56. Roccamena, Letizia, κ.ά. ‘Development and Validation of the Numerical Model of an Innovative PCM Based Thermal Storage System’. *Journal of Energy Storage*, τ. 24, Αύγουστος 2019, σ. 100740. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.04.014>.
57. Medrano, M., κ.ά. ‘Experimental Evaluation of Commercial Heat Exchangers for Use as PCM Thermal Storage Systems’. *Applied Energy*, τ. 86, τχ. 10, Οκτώβριος 2009, σσ. 2047–55. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.01.014>.
58. Mayilvelnathan, V., και A. Valan Arasu. ‘Performance Investigation of Shell and Helical Tube Heat Energy Storage System with Graphene Dispersed Erythritol PCM’. *Energy Storage*, τ. 2, τχ. 6, Δεκέμβριος 2020. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1002/est2.198>.
59. Νικολάου, Νικόλαος. *Ανάλυση υποβοηθούμενης αντλίας θερμότητας συζευγμένης με θερμικό φωτοβολταϊκό συλλέκτη με χρήση νανόρευστου*. 5 Σεπτέμβριος 2018. *dspace.lib.ntua.gr*, <https://dspace.lib.ntua.gr/xmlui/handle/123456789/47527>.
60. ‘Thermal expansion valves (TEVs)’. *SWEP*, <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/4.-expansion-valves/adf6/>.
61. ‘Thermostatic expansion valve TEN-2 068Z3348/ T2 068Z3543’. *Elgracool.pl*, <https://elgracool.pl/product-eng-234-Thermostatic-expansion-valve-TEN-2-068Z3348-T2-068Z3543.html>.
62. Sarbu, Ioan, και Calin Sebarchievici. ‘A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage’. *Sustainability*, τ. 10, τχ. 1, Ιανουάριος 2018, σ. 191. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.3390/su10010191>.
63. Sharma, Atul, κ.ά. ‘Review on Thermal Energy Storage with Phase Change Materials and Applications’. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τ. 13, τχ. 2, Φεβρουάριος 2009,

- σσ. 318–45. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.10.005>.
64. Bauer, Thomas, κ.ά. ‘THERMAL ENERGY STORAGE MATERIALS AND SYSTEMS’. *Annual Review of Heat Transfer*, τ. 15, τχ. 15, 2012, σσ. 131–77. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1615/AnnualRevHeatTransfer.2012004651>.
65. Yuan, Yanping, κ.ά. ‘Fatty Acids as Phase Change Materials: A Review’. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τ. 29, Ιανουάριος 2014, σσ. 482–98. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.107>.
66. *PCM Products Ltd.* <https://www.pcmproducts.net/>.
67. *MATLAB - MathWorks.* <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>.
68. *Welcome to CoolProp — CoolProp 6.4.1 documentation.* <http://www.coolprop.org/>.
69. Καραπάντσιος , Θοδωρής. *ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ - PDF Free Download.* <https://docplayer.gr/82875794-Enallaktes-thermotitas-thodoris-karapantsios.html>.
70. Lecompte, S., κ.ά. ‘Part Load Based Thermo-Economic Optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) Applied to a Combined Heat and Power (CHP) System’. *Applied Energy*, τ. 111, Νοέμβριος 2013, σσ. 871–81. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.06.043>.
71. Tocci, Lorenzo, κ.ά. ‘Small Scale Organic Rankine Cycle (ORC): A Techno-Economic Review’. *Energies*, τ. 10, τχ. 4, Μάρτιος 2017, σ. 413. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.3390/en10040413>.
72. Boyaghchi, Fateme Ahmadi, και Parisa Heidarnejad. ‘Thermoeconomic Assessment and Multi Objective Optimization of a Solar Micro CCHP Based on Organic Rankine Cycle for Domestic Application’. *Energy Conversion and Management*, τ. 97, Ιούνιος 2015, σσ. 224–34. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.036>.
73. ‘Low-Cost Composite Phase Change Material’. *Energy.Gov*, <https://www.energy.gov/eere/buildings/articles/low-cost-composite-phase-change-material>.
74. Καλαθάκης, Χρήστος. *Ανάλυση διατάξεων παραγωγής ισχύος από θερμικές στροβιλομηχανές*

με χρήση ηλιακής ενέργειας. Μάιος 2017. *dspace.lib.ntua.gr*,  
<https://doi.org/10.26240/heal.ntua.2148>.

75. Rossi Espagnet, Alberto. *Techno-Economic Assessment of Thermal Energy Storage integration into Low Temperature District Heating Networks*. KTH School of Industrial Engineering and Management, 22 Αύγουστος 2016.
76. Schuster, A., κ.ά. 'Energetic and Economic Investigation of Organic Rankine Cycle Applications'. *Applied Thermal Engineering*, τ. 29, τχ. 8–9, Ιούνιος 2009, σσ. 1809–17. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.08.016>.
77. 'Overall Heat Transfer Coefficient Table Charts and Equation'. *Engineers Edge*, [https://www.engineersedge.com/thermodynamics/overall\\_heat\\_transfer-table.htm](https://www.engineersedge.com/thermodynamics/overall_heat_transfer-table.htm).
78. Zakeri, Behnam, και Sanna Syri. 'Electrical Energy Storage Systems: A Comparative Life Cycle Cost Analysis'. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τ. 42, Φεβρουάριος 2015, σσ. 569–96. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.011>.
79. Charalampidis, Antonios, κ.ά. 'Design of a reversible heat pump/organic Rankine cycle unit for a renewables-based trigeneration system'. *Proceedings of the 6th International Seminar on ORC Power Systems*, 2021.