



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*«Θερμοδυναμική ανάλυση ηλιακού κύκλου ORC και
επιλογή βέλτιστου ψυκτικού μέσου»*

Της Φοιτήτριας

Χρύσα Πολίτη

Επιβλέπουσα

*Κορωνάκη Ειρήνη, Αναπληρώτρια Καθηγήτρια,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ*

Αθήνα, Ιούλιος 2018

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	2
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΕΙΚΟΝΩΝ	4
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΠΙΝΑΚΩΝ	5
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	6
ABSTRACT	7
ΕΙΣΑΓΩΓΗ	8
1. ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΗΛΙΑΚΩΝ ΚΥΚΛΩΝ RANKINE.....	9
1.1 ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	9
1.2 ΗΛΙΑΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RAKINE (SORC).....	10
1.3 Ο ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ	14
1.4 ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΜΕΣΑ.....	16
1.4.1 ΚΑΘΑΡΕΣ ΟΥΣΙΕΣ.....	19
1.4.2 ΜΙΓΜΑΤΑ.....	20
1.5 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ORC.....	23
1.5.1 ΑΝΤΛΙΕΣ ΝΕΡΟΥ	23
1.5.2 ΑΦΑΛΑΤΩΣΗ ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΗΣ ΟΣΜΩΣΗΣ ΓΙΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΓΛΥΚΟΥ ΝΕΡΟΥ	24
1.6 ΤΡΟΠΟΠΟΙΗΣΕΙΣ ΗΛΙΑΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE	26
1.7 Ο ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ	29
1.7.1 ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΡΟΗΣ.....	29
1.7.2 ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ ΘΕΤΙΚΗΣ ΕΚΤΟΠΙΣΗΣ.....	31
2. ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ.....	38
2.1 ΗΛΙΑΚΟΣ ΟΡΓΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE	39
2.1.1 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ	40
2.2 ΕΠΙΠΕΔΟΣ ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ	40
2.2.1 ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗ.....	42
2.2.2 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ	43
2.2.3 ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΤΕΚΜΗΡΙΩΣΗ	43
2.2.4 ΜΟΝΟΦΑΣΙΚΗ ΡΟΗ (SINGLE PHASE FLOW)	45
2.2.5 ΔΙΦΑΣΙΚΗ ΡΟΗ (TWO-PHASE FLOW)	46
2.3 ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ	48
2.3.1 ΥΠΟ-ΕΚΤΟΝΩΣΗ.....	50
2.3.2 ΥΠΕΡ-ΕΚΤΟΝΩΣΗ	50
2.4 ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	51
2.5 ΑΝΤΛΙΑ.....	52
3. ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ	53

3.1 ΕΠΙΠΕΔΟΣ ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ	54
3.2 ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ	58
3.3 ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	59
3.4 ΗΛΙΑΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ORC.....	59
3.5 ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	60
3.6 ΠΡΟΕΡΓΑΣΙΑ ΕΠΙΛΟΓΗΣ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΜΕΣΟΥ	60
4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	61
4.1 ΑΝΑΛΥΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΛΛΕΚΤΗ	61
4.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΚΤΟΝΩΤΗ	62
4.3 ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ	67
4.4 ΑΝΑΛΥΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ORC.....	67
4.5 ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΣΥΝΕΠΕΙΕΣ ΚΑΙ ΘΕΜΑΤΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ.....	72
4.6 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΩΝ ΜΕΣΩΝ	73
5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	75
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	77

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1. Τυπικός κύκλος Rankine	11
Εικόνα 2. Ο ηλιακός κύκλος Rankine βασισμένος στην τεχνολογία HTF.....	12
Εικόνα 3. Ο ηλιακός κύκλος Rankine βασισμένος στην τεχνολογία DVG.....	12
Εικόνα 4. Διάγραμμα θερμοκρασίας-θερμότητας T-Q για τον ατμοποιητή σε HTF [16].....	13
Εικόνα 5. Σχέδιο παραβολικού συλλέκτη PTC [20].....	15
Εικόνα 6. Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για υγρό ρευστό.[1b].....	17
Εικόνα 7. Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για ισεντροπικό ρευστό.....	17
Εικόνα 8. Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για ξηρό ρευστό.	18
Εικόνα 9. Απεικόνιση ηλιακής αντλίας νερού.....	24
Εικόνα 10. Εφαρμογές ηλιακού οργανικού κύκλου Rankine.....	25
Εικόνα 11. Ηλιακός ORC με χρήση αναγέννησης.....	26
Εικόνα 12. Ηλιακός ORC με αναθέρμανση ενός σταδίου.....	26
Εικόνα 13. Ηλιακή θερμική παραγωγή χαμηλής θερμοκρασίας με συλλέκτες δύο τύπων. ..	27
Εικόνα 14. Διάγραμμα ροής διεργασίας του ολοκληρωμένου συστήματος ORC και PTSC. ..	28
Εικόνα 15. Διάφοροι τύποι εκτονωτή: (a)hermetic refrigeration compressor (b)automotive air-conditioning compressor (c)open drive air compressor [40]	29
Εικόνα 16. Σχηματική απεικόνιση της αξονικής ροής (αριστερά) και της ακτινικής (δεξιά)..	30
Εικόνα 17. Γεωμετρία σπειροειδούς εκτονωτή.[45].....	33
Εικόνα 18. Φάσεις εκτόνωσης σε σπειροειδή εκτονωτή.[45]	33
Εικόνα 19 Η αρχή λειτουργίας του παλινδρομικού εμβολοφόρου εκτονωτή.	34
Εικόνα 20. Κοχλιοειδής εκτόνωση.[45].....	35
Εικόνα 21. Η αρχή λειτουργίας του ελικοειδούς εκτονωτή.....	35
Εικόνα 22. Η διαδικασία εκτόνωσης σε έναν περιστροφικό εκτονωτή. (a) Γέμισμα θαλάμου, (b) Τέλος γεμίματος θαλάμου και εκτόνωση, (c)Τέλος εκτόνωσης, (d) Έξοδος εργαζόμενου μέσου από το θάλαμο. [47]	36
Εικόνα 23. Απεικόνιση του περιστροφικού εκτονωτή.[47]	37
Εικόνα 24. Σχηματική απεικόνιση του εξεταζόμενου κύκλου ORC.	39
Εικόνα 25. Τυπική απεικόνιση διαγράμματος T-s για κορεσμένο ORC (για HFE 7000).	40
Εικόνα 26. Σχηματική απεικόνιση του ηλιακού συλλέκτη (serpentine tube flat plate collector) [49]	41
Εικόνα 27. Τομή επίπεδου συλλέκτη.	41
Εικόνα 28. Απεικόνιση πτερυγιοφόρου εκτονωτή.[48].....	48
Εικόνα 29. Ισεντροπική εκτόνωση: (a) υπό-εκτόνωση (b) υπέρ-εκτόνωση. [55]	49
Εικόνα 30. Απεικόνιση των θερμοκρασιών του συμπυκνωτή και του σημείου pinch.	52
Εικόνα 31. Απεικόνιση πεπερασμένων στοιχείων σωλήνα συλλέκτη.	55
Εικόνα 32. Διάγραμμα ροής προσομοίωσης ηλιακού συλλέκτη.....	57
Εικόνα 33. Διάγραμμα ροής προσομοίωσης εκτονωτή.....	58
Εικόνα 34. Διάγραμμα θερμοκρασίας κορεσμού συναρτήσε του λόγου πίεσης.....	62
Εικόνα 35. Διάγραμμα απόδοσης εκτονωτή συναρτήσε του λόγου πίεσης για παροχή 0.01kg/s.....	63
Εικόνα 36. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσε του λόγου πίεσης για παροχή 0.01kg/s.....	63
Εικόνα 37. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσε της παροχής μάζας. (R134a) 64	
Εικόνα 38. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσε της παροχής μάζας. (R152a) 65	
Εικόνα 39. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσε της παροχής μάζας. (R236fa)	65

Εικόνα 40. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσει της παροχής μάζας. (R245fa)	66
Εικόνα 41. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσει της παροχής μάζας. (R600)	66
Εικόνα 42. Διάγραμμα απόδοσης ηλιακού ORC συναρτήσει της παροχής μάζας.	68
Εικόνα 43. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει του λόγου πίεσης.	69
Εικόνα 44. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R134a)	70
Εικόνα 45. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R152a)	70
Εικόνα 46. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R236fa)	71
Εικόνα 47. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R245fa)	71
Εικόνα 48. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R600)	72

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1. Ηλιακοί θερμικοί συλλέκτες και κατηγορίες θερμοκρασιών.	16
Πίνακας 2. Καθαρές ουσίες που χρησιμοποιήθηκαν σε μελέτες ηλιακού οργανικού κύκλου Rankine.	21
Πίνακας 3. Μίγματα που χρησιμοποιήθηκαν σε μελέτες ηλιακών οργανικών κύκλων Rankine.	22
Πίνακας 4 Προδιαγραφές επίπεδου ηλιακού συλλέκτη.	42
Πίνακας 5. Προδιαγραφές περιστροφικού πτερυγιοφόρου εκτονωτή.	51
Πίνακας 6. Συνθήκες λειτουργίας για τον κορεσμένο κύκλο ORC.	54
Πίνακας 7. Αποτελέσματα προσομοίωσης για τον συμπυκνωτή.	67
Πίνακας 8. Περιβαλλοντικά δεδομένα και ασφάλεια εξεταζόμενων εργαζόμενων μέσων. (IPCC AR4)	73
Πίνακας 9. Ιδιότητες των ρευστών στην παρούσα εργασία.	74
Πίνακας 10. Πίεση εξάτμισης για διάφορους λόγους πίεσης και θερμοκρασία συμπύκνωσης 25°C.	74

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αντικείμενο αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι η θερμοδυναμική ανάλυση ενός ηλιακού κύκλου ORC και η επιλογή βέλτιστου ψυκτικού μέσου. Συγκεκριμένα, γίνεται θερμοδυναμική μοντελοποίηση και προσομοίωση ενός ηλιακού οργανικού κύκλου Rankine (ORC), ο οποίος αποτελείται από έναν επίπεδο ηλιακό συλλέκτη, που χρησιμοποιείται ως ατμοποιητής, ένα περιστροφικό πτερυγιοφόρο εκτονωτή, έναν υδρόψυκτο συμπυκνωτή και μία αντλία. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται υπό σταθερή θερμοκρασία/πίεση συμπύκνωσης και διάφορους λόγους πίεσης κύκλου (PR) για πέντε οργανικά ρευστά συμπεριλαμβανομένων των υδρογονανθράκων (HCs) και των υδροφθορανθράκων (HFCs). Ιδιαίτερη προσοχή δίνεται στην επίδραση του λόγου πίεσης και των φυσικών ιδιοτήτων των ρευστών στην απόδοση του ηλιακού κύκλου ORC, καθώς και στις περιβαλλοντικές επιπτώσεις και την ασφάλεια των ρευστών, συμπεριλαμβανομένου του δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη GWP, της αναφλεξιμότητας και της τοξικότητας. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δείχνουν ότι όταν το ίδιο υγρό εξετάζεται, ο λόγος πίεσης του κύκλου οδηγεί σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας, όπως η πίεση του συλλέκτη (εξάτμισης) που επηρεάζει την απόδοση του συλλέκτη, του εκτονωτή και του κύκλου. Έπειτα, περιγράφονται οι «κατευθυντήριες γραμμές επιλογής θερμικών ρευστών για την επίτευξη μέγιστης αποτελεσματικότητας σε τεχνολογίες της ηλιακής θερμικής ενέργειας λαμβάνοντας υπόψιν τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις.

Στο πρώτο κεφάλαιο αναλύεται ο ηλιακός οργανικός κύκλος Rankine. Ειδικότερα παρουσιάζονται οι βασικές αρχές του κύκλου και τα κύρια συστατικά ενός χαρακτηριστικού ηλιακού κύκλου Rankine. Έπειτα, γίνεται αναφορά στα εργαζόμενα μέσα που τον υλοποιούν και στις ιδιότητές τους. Επίσης περιγράφονται οι τεχνικές εφαρμογές του κύκλου και αναλύονται οι εκτονωτικές διατάξεις που χρησιμοποιούνται στις διάφορες εφαρμογές

Στο δεύτερο κεφάλαιο περιγράφεται το ηλιακό σύστημα ORC το οποίο χρησιμοποιήθηκε στην εργασία. Αναλύεται θερμοδυναμικά το κάθε συστατικό της εγκατάστασης και διατυπώνονται οι θεωρητικές σχέσεις που διέπουν τη λειτουργία του συστήματος

Στο τρίτο κεφάλαιο περιγράφεται η διαδικασία προσομοίωσης που εφαρμόστηκε στην εργασία. Συγκεκριμένα, περιγράφονται οι επαναληπτικές διαδικασίες και τα βήματα του αλγόριθμου, ο οποίος επιλύει το θέμα και προγραμματίστηκε σε περιβάλλον Matlab.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται υπό τη μορφή διαγραμμάτων και αναλύονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την μοντελοποίηση και την προσομοίωση του ηλιακού κύκλου ORC.

Τέλος, στο πέμπτο κεφάλαιο συνοψίζονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν από το σύνολο της παρούσας εργασίας.

ABSTRACT

The topic of this thesis is the thermodynamic analysis of an ORC solar cycle and the choice of optimum refrigerant. This study presents thermodynamic modelling and simulation study of a small scale solar organic Rankine cycle (ORC) which consists of a flat plate solar collector that is utilized as an evaporator, a rotary multi-vane expander, a water-cooled condenser and a pump. Simulations are transacted under constant condensing temperature/pressure and various cycle pressure ratios (PR) for five organic thermofluids including hydrocarbons (HCs) and hydrofluorocarbons (HFCs). Special attention is given to the influence of pressure ratio and fluids' physical properties on the solar ORC performance as well as fluids' environmental and safety impacts including global warming potential (GWP), flammability and toxicity. The simulation results suggest that when a specific fluid is examined, pressure ratio of the cycle leads to various operating conditions such as collector (evaporating) pressure which results in various collector, expander and cycle efficiency. Then, it provides thermofluids' selection guidelines to achieve maximum efficiency within solar thermal energy technologies while keeping environmental impacts into considerations.

In the first chapter an analysis of the organic Rankine cycle is provided. In addition, there is a review of the basic principles of the cycle and the main components of a typical solar cycle Rankine. Then there is a reference to the working fluids and their properties. Furthermore, the technical implementations of the cycle are described and the expanders which are used in various implementations are investigated.

The second chapter discusses the solar ORC system which was used at this study. Each component of the installation is analyzed in thermodynamically and the theoretical relations governing the operation of the system are formulated.

The third chapter provides the simulation process applied to the study. Specifically, the recursive processes and steps of the algorithm are described, which resolves the issue and was programmed in the Matlab environment.

In the fourth chapter are presented in the form of diagrams and analyzed the results that emerged from the modeling and simulation of the ORC solar cycle.

Finally, the fifth chapter constitutes a summary of the conclusions drawn by this research.

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Σήμερα, ο κόσμος αντιμετωπίζει πολυάριθμα περιβαλλοντικά προβλήματα, όπως η ατμοσφαιρική ρύπανση, η καταστροφή της στιβάδας του όζοντος, η όξινη βροχή και η υπερθέρμανση του πλανήτη, κυρίως λόγω της αυξανόμενης κατανάλωσης ορυκτών καυσίμων. Η εξόρυξη ορυκτών καυσίμων σταδιακά περιορίζεται με αποτέλεσμα οι αυξανόμενες ενεργειακές απαιτήσεις να μην είναι βιώσιμες. Συνεπώς, η χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας έχει μεγάλη σημασία για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και την οικιακή θέρμανση.

Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας όπως η ηλιακή θερμική, η γεωθερμία, η βιομάζα και η θερμότητα των αποβλήτων μπορούν να ταξινομηθούν ως ενεργειακές πηγές χαμηλής ποιότητας και προσφέρουν δυνατότητες μείωσης της κατανάλωσης ορυκτών καυσίμων. Παρόλα αυτά, ο συμβατικός κύκλος Rankine δεν αποτελεί μια οικονομική και αποδοτική εναλλακτική λύση για τη μετατροπή της θερμότητας από τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Ένας συμβατικός κύκλος Rankine που χρησιμοποιεί οργανικές ενώσεις αντί για νερό καλείται ως οργανικός κύκλος Rankine (ORC) και είναι η πιο αποδεκτή τεχνολογία για τη μετατροπή της χαμηλής ποιότητας πηγής θερμότητας στη μηχανική ενέργεια.

Σε αυτή την εργασία γίνεται η μοντελοποίηση ενός μικρής κλίμακας ηλιακού ORC, όπου ο επίπεδος συλλέκτης συνδέεται άμεσα με τον κύκλο. Η ανάλυση της προσομοίωσης του κύκλου, χρησιμοποιώντας 5 εργαζόμενα μέσα διενεργείται για διάφορους λόγους πίεσης. Ιδιαίτερη προσοχή δίνεται στην επίδραση του λόγου πίεσης του συστήματος στην απόδοση των συλλεκτών, στην απόδοση του εκτονωτή, στην καθαρή παραγόμενη ισχύ του κύκλου και στην απόδοση του κύκλου. Διερεύνηση του καταλληλότερου εργαζόμενου μέσου για ένα μικρής κλίμακας ηλιακό ORC συζητείται επίσης λαμβάνοντας υπόψιν τις θερμοφυσικές και τις περιβαλλοντικές ιδιότητές του. Αυτή η έρευνα αναμένεται επίσης να αποδείξει τις δυνατότητες του ηλιακού ORC, όπου ηλιακός συλλέκτης επίπεδης πλάκας τοποθετείται είτε ενσωματώνεται σε μια στέγη ενός εμπορικού ή οικιστικού κτιρίου για την παραγωγή ταυτόχρονα μηχανικής και θερμικής ενέργειας με τη αξιοποίηση των φιλικών προς το περιβάλλον οργανικών ρευστών.

1. ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΗΛΙΑΚΩΝ ΚΥΚΛΩΝ RANKINE

1.1 ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Οι παγκόσμιες ενεργειακές απαιτήσεις αυξάνονται βαθμιαία, ως αποτέλεσμα της προόδου στην επιστήμη και την τεχνολογία, της ανόδου νέων βιομηχανικών χωρών, όπως η Κίνα και η Ινδία, και της αύξησης του πληθυσμού παγκοσμίως. Το μεγαλύτερο μέρος της παγκόσμιας ενέργειας τον περασμένο αιώνα παράχθηκε χάρις την αξιοποίηση ορυκτών καυσίμων, όπως είναι ο άνθρακας, το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο. Σε αυτό συνέβαλε το γεγονός ότι τα ορυκτά καύσιμα είναι φθηνότερα από άλλες εναλλακτικές πηγές ενέργειας λόγω της καθιερωμένης τεχνολογίας που αναπτύχθηκε κατά την διάρκεια των ετών. Όμως, η εκμετάλλευση των ορυκτών καυσίμων για παραγωγή ενέργειας μέσω της καύσης τους οδηγεί σε εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα, οξειδίων του αζώτου και διοξειδίου του θείου. Τα αέρια αυτά, είναι περιβαλλοντικοί ρύποι, καθώς έχουν αρνητικές επιπτώσεις στο περιβάλλον, όπως είναι η υπερθέρμανση του πλανήτη και οι όξινες βροχές. Επιπλέον, τα ορυκτά καύσιμα είναι περιορισμένα και η χρήση τους δεν είναι βιώσιμη. Παράλληλα, η παραγωγή πυρηνικής ενέργειας, ενώ είναι βιώσιμη, συνοδεύεται από την παραγωγή προϊόντων σχάσης, τα οποία είναι ραδιενεργά, με συνέπεια τη δημιουργία προβλημάτων διάθεσης και αποθήκευσης τους, λόγω του κινδύνου ακτινοβολίας [1, 2].

Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, συγχρόνως, προσέλκυσαν μεγάλη προσοχή τις τελευταίες τέσσερις δεκαετίες. Σε αυτό συνέβαλε η πετρελαϊκή κρίση της δεκαετίας του 1970, η έλλειψη ενέργειας, οι περιβαλλοντικές πτυχές, οι γεωπολιτικές μελέτες και εκτιμήσεις και άλλα ζητήματα. Μάλιστα, το 2015, περίπου το 23% της συνολικής παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας προήλθε από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, συμπεριλαμβανομένης της ηλεκτρικής, και αναμένεται να αυξηθεί σε 30% το 2020 [3].

Ο ήλιος αποτελεί κύρια πηγή ανανεώσιμης ενέργειας στον πλανήτη μας. Καθημερινά, μεγάλο ποσοστό της παραγόμενης από τον ήλιο ενέργειας φτάνει στην επιφάνεια της Γης. Ωστόσο, αυτή η ενέργεια δεν αξιοποιείται επαρκώς στην πλήρη έκτασή της. Ένας λόγος είναι ότι υπάρχουν περιοχές παγκοσμίως που έχουν αρκετή ένταση ακτινοβολίας συγκριτικά με άλλες, με συνέπεια την ύπαρξη ανισορροπίας της ποσότητας ηλιακής ακτινοβολίας στην επιφάνεια της Γης [2]. Γενικά η ηλιακή ενέργεια έχει πολλά πλεονεκτήματα, είναι διαθέσιμη σε πολλές περιοχές και είναι μία μορφή ενέργειας που δεν προκαλεί περιβαλλοντική ρύπανση, συνεπώς αποτελεί την πιο ελπιδοφόρα και βιώσιμη επιλογή για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σήμερα και στο μέλλον [4] [5].

Η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας γίνεται με δύο εμπορικές μεθόδους για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας :

1. Ηλιακά φωτοβολταϊκά (PV) συστήματα, στα οποία η ηλιακή ακτινοβολία μετατρέπεται άμεσα σε ηλεκτρική και οι τυπικές αποδόσεις τους κυμαίνονται μεταξύ 12% και 20%.
2. Ηλιακά θερμικά συστήματα, στα οποία η ηλιακή ακτινοβολία συλλέγεται και χρησιμοποιείται άμεσα σε εφαρμογές θέρμανσης ή η παραγόμενη θερμική ενέργεια μετατρέπεται σε μηχανική μέσω ενός κοινών κύκλων ισχύος και η απόδοση τους θα μπορούσε να φτάσει σε 60% σε εφαρμογές άμεσης θέρμανσης, ενώ είναι χαμηλότερη στην περίπτωση εφαρμογών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας [6].

Τα ηλιακά θερμικά συστήματα είναι ανταγωνιστικά και ελκυστικά, ειδικά σε μεγάλη κλίμακα, καθώς η αποθήκευση της θερμικής ενέργειας είναι πιο εύκολη και αποτελεσματική σε σχέση με την αποθήκευση ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από τα φωτοβολταϊκά συστήματα [7]. Από την άλλη πλευρά, τα κύρια μειονεκτήματα των τεχνολογιών ηλιακής ενέργειας εντοπίζονται στο υψηλό κόστος κεφαλαίου και στην χαμηλή πυκνότητα ισχύος, δεδομένου ότι απαιτούνται μεγάλες εκτάσεις για την παραγωγή μόνο εκατοντάδων kW.

Στην παρούσα εργασία θα μελετηθεί ηλιακό θερμικό σύστημα. Η ηλιακή θερμική ενέργεια μετατρέπεται σε μηχανική ισχύ με τη βοήθεια κύκλων ισχύος, όπως είναι ο κύκλος Rankine, ο κύκλος Brayton και ο κινητήρας Stirling. Ο κύκλος Rankine θεωρείται ο πιο κοινός και ανταγωνιστικός κύκλος παραγωγής ενέργειας που χρησιμοποιείται για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ηλιακή θερμική [8]. Στη συνέχεια γίνεται μια ανασκόπηση του ηλιακού κύκλου Rankine για την παραγωγή ισχύος (SORC). Συγκεκριμένα, αναφέρονται τα κύρια συστατικά ενός χαρακτηριστικού ηλιακού κύκλου Rankine και οι τύποι ηλιακών συλλεκτών που μπορούν να συνεργαστούν με τον κύκλο Rankine. Έπειτα, θα γίνει λόγος για τα κριτήρια επιλογής εργαζόμενου μέσου στα συστήματα αυτά και θα γίνει μια αναφορά στις εφαρμογές των ηλιακών συστημάτων, στις σημαντικές παραλλαγές και τροποποιήσεις των SORC που εφαρμόζονται σήμερα καθώς και μια αναφορά στα είδη εκτονωτών που εφαρμόζονται.

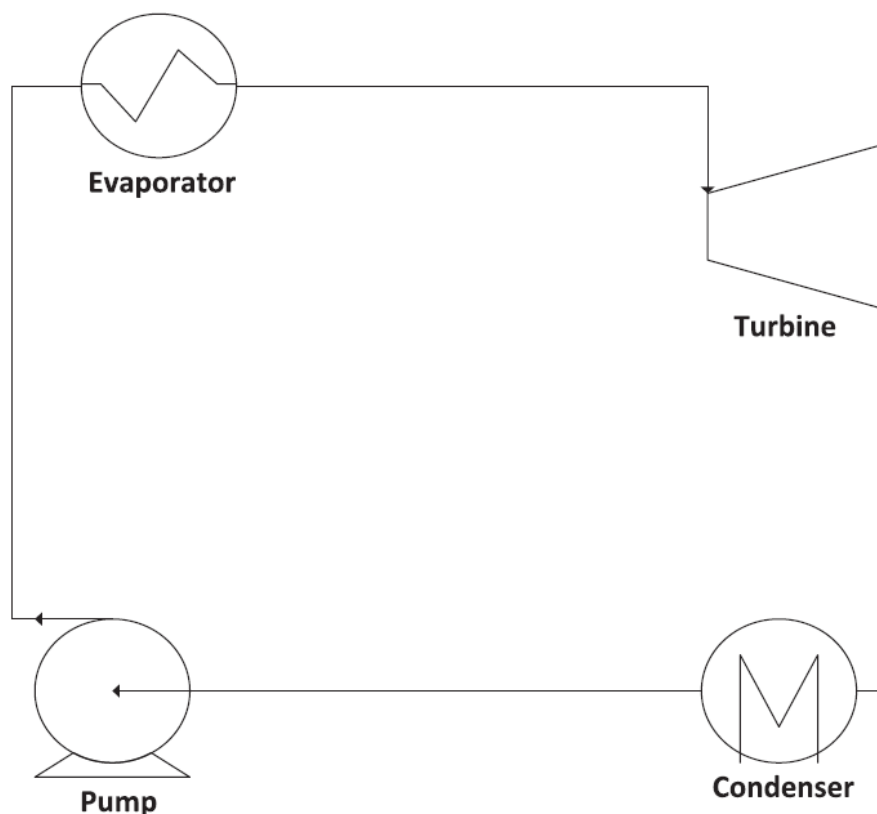
1.2 ΗΛΙΑΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE (SORC)

Ο κύκλος Rankine θεωρείται ο πιο κοινός και ανταγωνιστικός κύκλος παραγωγής ενέργειας που χρησιμοποιείται για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από την ηλιακή θερμική ενέργεια [8]. Ένα ηλιακό θερμικό σύστημα Rankine αποτελείται από τα εξής κύρια μέρη:

1. ο ηλιακός συλλέκτης
2. η αποθήκευση θερμικής ενέργειας
3. ο κύκλος Rankine.

Ο κύκλος Rankine αποτελείται από τα εξής τέσσερα τμήματα που φαίνονται παρακάτω στην εικόνα 1.

1. ο λέβητας, που εξατμίζει το εργαζόμενο μέσο
2. ο στρόβιλος, στον οποίο το εργαζόμενο μέσο εκτονώνεται και παράγει ισχύ
3. ο συμπυκνωτής, στον οποίο το ρευστό συμπυκνώνεται στη χαμηλή πίεση
4. η αντλία, η οποία αυξάνει την πίεση του συμπυκνωμένου ρευστού.

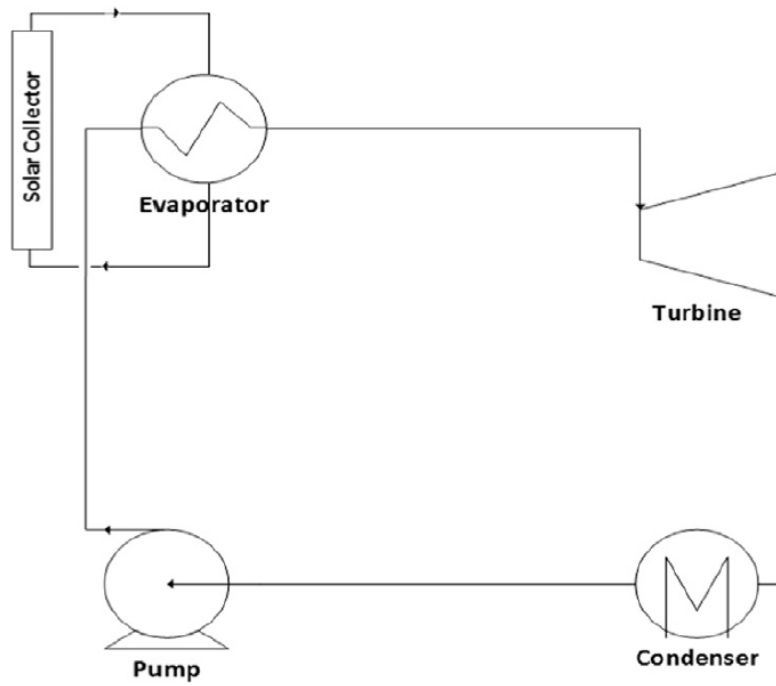


Εικόνα 1. Τυπικός κύκλος Rankine

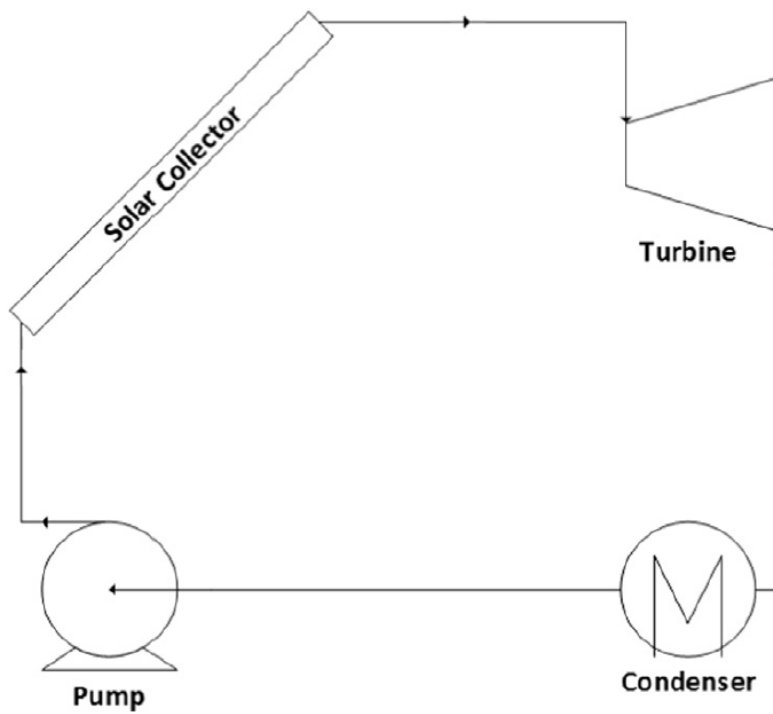
Σύμφωνα με το ρευστό που χρησιμοποιείται, ο κύκλος Rankine διαχωρίζεται σε κύκλο ατμού (Clausius Rankine Cycle) και σε οργανικό κύκλο (Organic Rankine Cycle). Ο συμβατικός κύκλος Rankine χρησιμοποιεί το νερό ως εργαζόμενο μέσο και είναι πολύ σημαντικός δεδομένου ότι συμμετέχει στην παραγωγή του 85% της ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνεται παγκοσμίως [9]. Η χρήση του νερού ως εργαζόμενο μέσο είναι αποτελεσματική, όταν γίνεται χρήση πηγών θερμότητας με υψηλές θερμοκρασίες (περίπου 370°C), ενώ σε χαμηλότερες θερμοκρασίες ο κύκλος ατμού αποδεικνύεται λιγότερο αποδοτικός και πιο δαπανηρός [10]. Σε αντίθετη περίπτωση, όταν δηλ. υπάρχει διαθεσιμότητα σε πηγές θερμότητας μεσαίων είτε χαμηλών θερμοκρασιών προτιμάται ο οργανικός κύκλος, ο οποίος χρησιμοποιεί οργανικά υγρά, όπως υδρογονάνθρακες, ψυκτικά μέσα και σιλοξάνια, καθώς έχουν χαμηλά σημεία βρασμού [11]. Τα συστήματα αυτά αξιοποιούν ενέργεια από διαφορετικές πηγές, όπως η γεωθερμική, η ωκεάνια θερμική, η βιομάζα, οι μονάδες ανάκτησης θερμότητας αποβλήτων και η ηλιακή θερμική ενέργεια [12]. Σημειώνεται ότι μέχρι το τέλος του 2013, η εγκατεστημένη ικανότητα των μονάδων παραγωγής ενέργειας ORC έφθασε περίπου το 1700 MW [9]. Σήμερα, λειτουργούν αρκετές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με συστήματα ORC, εκ των οποίων χαρακτηριστικά αναφέρεται το πειραματικό σύστημα αφαλάτωσης ηλιακής αντίστροφης ώσμωσης (RO) στην Αθήνα που παράγει 2,5 kW ηλεκτρικής ενέργειας με συλλέκτες κενού σε έκταση 88 m^2 [13].

Σε έναν ηλιακό οργανικό κύκλο Rankine, η θερμική ενέργεια του ήλιου δεσμεύεται με τη βοήθεια ηλιακού συλλέκτη, ο οποίος αντικαθιστά τον ατμοποιητή (evaporator), και

μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο είτε άμεσα (DirectVaporGeneration), είτε έμμεσα (HeatTransferFluid). Στις εικόνες 2 και 3 απεικονίζονται οι παραπάνω δύο τεχνολογίες.



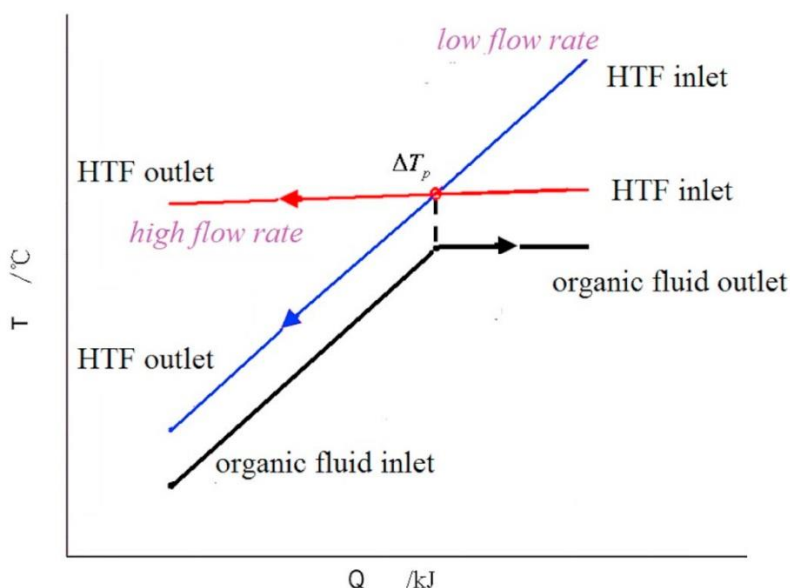
Εικόνα 2. Ο ηλιακός κύκλος Rankine βασισμένος στην τεχνολογία HTF.



Εικόνα 3. Ο ηλιακός κύκλος Rankine βασισμένος στην τεχνολογία DVG.

Η τεχνολογία HTF χρησιμοποιείται κυρίως για να αποφευχθούν μηχανικοί περιορισμοί σε περίπτωση άμεσης εξάτμισης του εργαζόμενου μέσου στον ηλιακό συλλέκτη και για να διευκολύνεται η σύζευξη με ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας εφόσον αυτό είναι απαραίτητο [14]. Ωστόσο, η μη αναστρεψιμότητα του HTF στον εξατμιστή είναι πολύ μεγάλη όπως φαίνεται στην εικόνα 4. Ο κατακόρυφος άξονας είναι η θερμοκρασία και ο οριζόντιος άξονας είναι η θερμότητα που μεταφέρεται από τον HTF στο οργανικό μέσο. Σύμφωνα με αυτό, διαπιστώνεται ότι για δεδομένη θερμοκρασιακή διαφορά pinch (ΔT_{pp})¹ και κατάσταση λειτουργίας του ORC, ο χαμηλός ρυθμός ροής μάζας HTF οδηγεί σε υψηλή θερμοκρασία εισόδου του HTF, ενώ ο υψηλός ρυθμός οδηγεί σε υψηλή θερμοκρασία εξόδου του HTF, με συνέπεια να καθίσταται δύσκολη η μείωση της μέσης θερμοκρασίας του HTF. Το χαρακτηριστικό αυτό αποτελεί μειονέκτημα για τα συστήματα HTF, αφού η δέσμευση της ηλιακής ακτινοβολίας είναι λιγότερο αποδοτική σε υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας. Άλλα μειονεκτήματα της τεχνολογίας HTF είναι η υψηλή αρχική επένδυση και η ανάγκη για τροφοδοσία της HTF στον κύκλο της, η οποία μειώνει την καθαρή ισχύ εξόδου του συστήματος, ιδίως σε μικρής κλίμακας ηλιακή ORCs.

Η τεχνολογία DVG χαρακτηρίζεται από υψηλές θερμοκρασίες εξάτμισης, οι οποίες οδηγούν σε υψηλές αποδόσεις και από χαμηλή θερμική αδράνεια, συγκριτικά με τα συστήματα HTF, καθώς μπορεί να αντιδρά στη διακύμανση της ηλιακής ακτινοβολίας με απλό τρόπο [14, 15]. Ωστόσο, η ευαισθησία του συστήματος στις εναλλαγές του περιβάλλοντος μπορεί να αποτελέσει μειονέκτημα καθώς η διακύμανση της ηλιακής ακτινοβολίας οδηγεί σε μεταβολές της ταχύτητας ροής του εργαζόμενου μέσου με αποτέλεσμα τη διακύμανση της ταχύτητας στον στρόβιλο [15]. Ολοκληρώνοντας, πρόκειται για μια υποσχόμενη τεχνολογία λόγω των πλεονεκτημάτων της.



Εικόνα 4. Διάγραμμα θερμοκρασίας-θερμότητας T-Q για τον ατμοποιητή σε HTF [16].

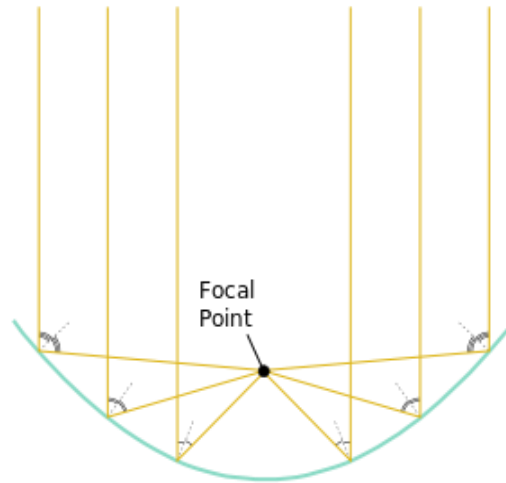
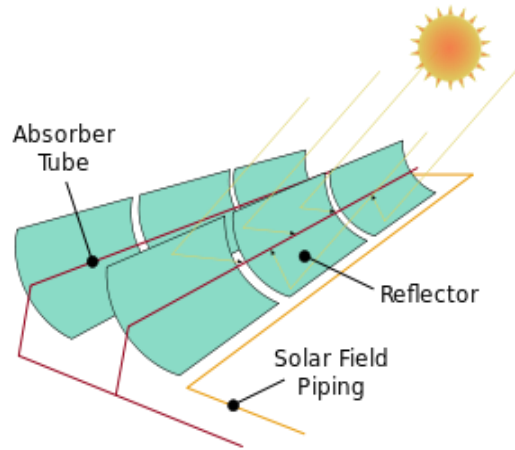
¹ Η διαφορά θερμοκρασίας σημείου pinch (ΔT_{pp}) είναι η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας της εξάτμισης που εξέρχεται από τον εξατμιστή (t_{g3}) και της θερμοκρασίας της εξάτμισης του νερού (t_s):
 $\Delta T_{pp} = t_{g3} - t_s$

1.3 Ο ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ

Η συγκέντρωση της ηλιακής ενέργεια είναι μια ευρέως διαδεδομένη τεχνολογία. Οι ηλιακοί συλλέκτες συλλέγουν ηλιακή ενέργεια και την μετατρέπουν θερμική ενέργεια. Η θερμική ενέργεια μεταφέρεται σε κύκλο παραγωγής ισχύος για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας [17]. Υπάρχουν διάφορα είδη και η διαφορά τους έγκειται στο βαθμό θερμότητας που μπορούν να παράξουν δηλαδή ως χαμηλής, μέσης ή υψηλής θερμοκρασίας συλλέκτες. Οι ηλιακοί συλλέκτες μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο τύπους:

1. Συγκεντρωτικοί συλλέκτες
2. Μη συγκεντρωτικοί(στάσιμοι) συλλέκτες

Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες (CSP) χρησιμοποιούν κάτοπτρα ή φακούς με συστήματα παρακολούθησης, με αποτέλεσμα να αυξάνουν τη ροή της ακτινοβολίας, εστιάζοντάς τις ηλιακές ακτίνες σε μία μικρότερη περιοχή [4]. Η διαμόρφωση των συλλεκτών επιτρέπει να παρακολουθούν τον ήλιο και να κατευθύνουν την ηλιακή ακτινοβολία είτε σε ένα σημείο, όπως οι παραβολικοί δίσκοι (ή πιάτα) και οι ηλιακοί πύργοι ισχύος, είτε σε έναν γραμμικό δέκτη, όπως οι παραβολικοί συλλέκτες (PTC) και οι γραμμικοί ανακλαστήρες Fresnel (LFR) [18]. Από αυτούς, ξεχωρίζουν οι παραβολικοί συλλέκτες (PTC) ως η πιο ανεπτυγμένη τεχνολογία που χρησιμοποιείται σε μονάδες CSP. Παγκοσμίως χρησιμοποιείται στο 90% των εγκαταστάσεων, ενώ περίπου 5% βασίζεται σε τεχνολογίες LFR και το υπόλοιπο καλύπτεται από ηλιακούς πύργους [8, 19]. Τα συστήματα αυτά συνεργάζονται συνήθως με κύκλο Rankine για την μετατροπή της θερμικής ενέργειας σε ηλεκτρική παραγωγή [19].



Εικόνα 5. Σχέδιο παραβολικού συλλέκτη PTC [20].

Στη συνέχεια, οι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες δεν παρακολουθούν τον ήλιο, καθώς η διαμόρφωσή τους για την απορρόφηση της ηλιακής ακτινοβολίας είναι ενιαία σε όλο το συλλέκτη. Οι κοινοί στάσιμοι συλλέκτες συμπεριλαμβάνουν τους επίπεδους συλλέκτες (FPC), τους σύνθετους παραβολικούς συλλέκτες (CPC) και τους συλλέκτες ράβδων κενού (ETC) [4]. Η τεχνολογία αυτή είναι καταλληλότερη να συνδυαστεί με συστήματα ORC λόγω των πλεονεκτημάτων της λειτουργίας ORC σε χαμηλές και μέσες θερμοκρασίες [21].

Οι ηλιακοί συλλέκτες διακρίνονται σε συλλέκτες χαμηλής, μεσαίας και υψηλής θερμοκρασίας. Στους συλλέκτες χαμηλής θερμοκρασίας το εργαζόμενο μέσο μπορεί να θερμανθεί μέχρι τους 240°C, στους μέσης θερμοκρασίας επιτυγχάνονται θερμοκρασίες μεταξύ 240°C και 400°C, ενώ στους υψηλής θερμοκρασίας οι τιμές μπορούν να ξεπεράσουν τους 400°C. Στον πίνακα 1 φαίνονται οι διαφορετικές τεχνολογίες συλλέκτη που χρησιμοποιούνται, οι τυπικές τιμές θερμοκρασιών που μπορούν να επιτευχθούν και ο χαρακτηρισμός του συλλέκτη με βάση το θερμοκρασιακό εύρος. Συνοπτικά, έχουμε ότι οι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες, όπως FPC, CPC και ETC επιτυγχάνουν θέρμανση χαμηλής

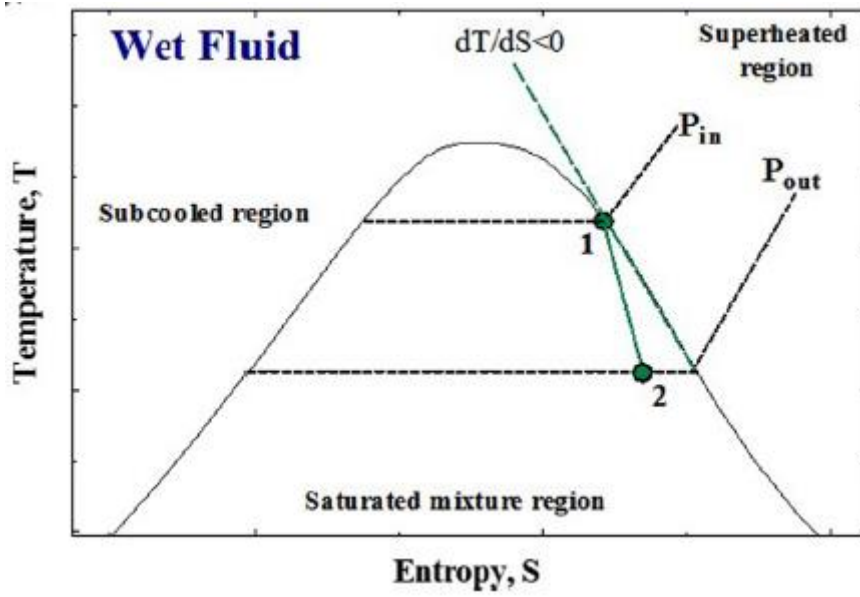
θερμοκρασίας. Έπειτα, οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες ,όπως PTC και LFR, μπορούν να θερμάνουν το εργαζόμενο μέσο σε μεσαίο φάσμα θερμοκρασιών και οι παραβολικοί δίσκοι και οι ηλιακοί πύργοι ισχύος φτάνουν υψηλές θερμοκρασιακές τιμές .

Πίνακας 1. Ηλιακοί θερμικοί συλλέκτες και κατηγορίες θερμοκρασιών.

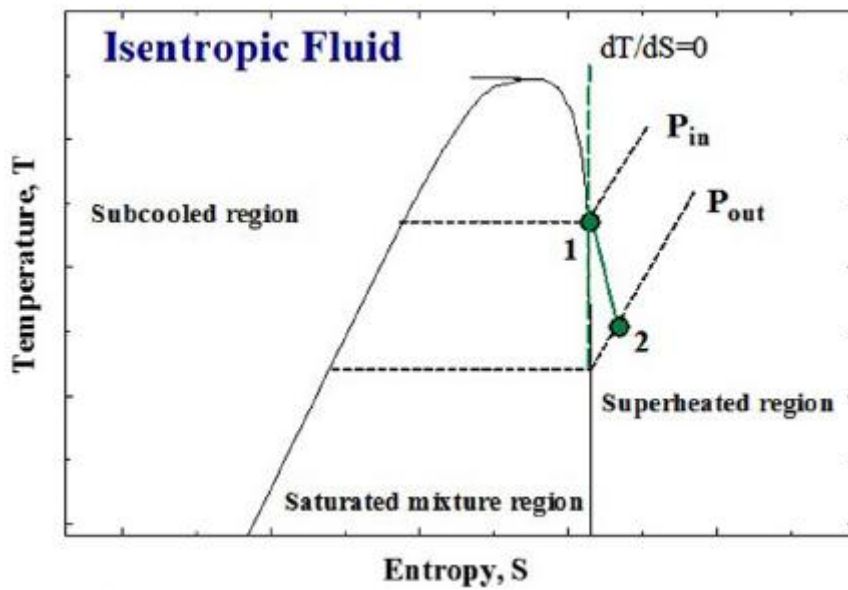
Τεχνολογία	T °C	Κατηγορία
Flat Plate Collector (FPC)	30 – 100	Χαμηλή
Advanced FPC	80 – 150	Χαμηλή
Compound Parabolic Collector(CPC)	70 – 240	Χαμηλή
Evacuated Tube Collector (ETC)	90 – 200	Χαμηλή
Parabolic Trough Collector (PTC)	70 – 400	Χαμηλή-Μεσαία
Linear Fresnel Reflector (LFR)	100 – 400	Χαμηλή-Μεσαία
Dish Concentrators	500 – 1200	Υψηλή
Heliostat Field + Central Receiver	500 – 800	Υψηλή

1.4 ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΜΕΣΑ

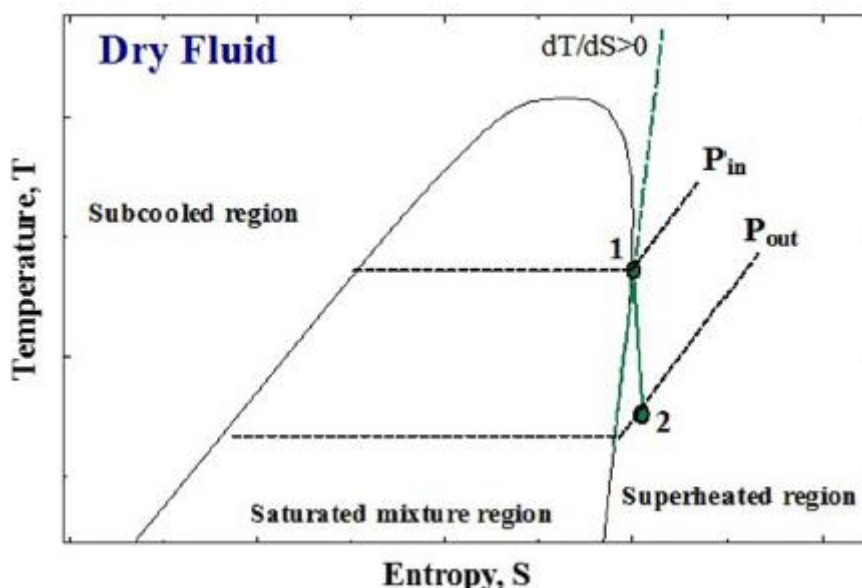
Η επιλογή ενός κατάλληλου εργαζόμενου μέσου για τον ηλιακό κύκλο Rankine (SORC) ,ειδικά για εφαρμογές χαμηλής κλίμακας είναι σημαντική και απαιτητική, δεδομένου ότι έχει σημαντική επίδραση στην απόδοση του κύκλου. Γενικά, τα οργανικά ρευστά ταξινομούνται σε τρεις κατηγορίες ανάλογα με την κλίση της κορεσμένης καμπύλης ατμού στο διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας , το οποίο καθορίζει την κατάσταση του ρευστού που εισάγεται στον εκτόνωτή. Ο πρώτος τύπος είναι τα υγρά ρευστά , τα οποία χαρακτηρίζονται με αρνητική κλίση της καμπύλης κορεσμένου ατμού ,όπως φαίνεται στην εικόνα 5. Τα υγρά ρευστά απαιτείται να υπερθερμανθούν πριν την είσοδό τους στον στρόβιλο ώστε να εξασφαλιστεί η ατμώδης κατάσταση, αφού τα σταγονίδια υγρής κατάστασης μπορούν να προκαλέσουν σοβαρά προβλήματα στα πτερύγια του στρόβιλου κατά την εκτόνωση. Ο δεύτερος τύπος είναι τα ισεντροπικά ρευστά, τα οποία έχουν ουσιαστικά μια κάθετη κλίση της καμπύλης κορεσμένου ατμού όπως φαίνεται στην εικόνα 6. Τα ισεντροπικά ρευστά δεν χρειάζεται να υπερθερμανθούν καθώς η κατάσταση κορεσμένου ατμού στην υψηλή πίεση εξασφαλίζει κορεσμένο είτε υπέρθερμο ατμό στην χαμηλή πίεση [22] . Ο τρίτος τύπος είναι τα ξηρά ρευστά ,των οποίων η καμπύλη κορεσμένου ατμού έχει θετική κλίση ,όπως φαίνεται στην εικόνα 7. Τα ξηρά ρευστά επίσης δεν χρειάζονται υπερθέρμανση πριν την εκτόνωσή τους ,αφού στην έξοδο του στρόβιλου πάντα επικρατεί υπέρθερμος ατμός. Συνεπώς, τα ξηρά και τα ισεντροπικά ρευστά προτιμώνται από τα υγρά ρευστά καθώς δεν συμπυκνώνονται με την εκτόνωση στον στρόβιλο, ώστε να μην απαιτείται υπερθέρμανση του ατμού στην είσοδο του εκτόνωτή και συγκριτικά είναι πιο αποδοτικά.



Εικόνα 6. Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για υγρό ρευστό.[1b]



Εικόνα 7. Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για ισηντροπικό ρευστό.



Εικόνα 8. Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για ξηρό ρευστό.

Η επιλογή ενός κατάλληλου εργαζόμενου μέσου για τον οργανικό κύκλο Rankine αποτελεί πολύπλοκη διαδικασία, καθώς μεταβάλλονται οι συνθήκες λειτουργίας για κάθε ρευστό ανάλογα με τον τύπο του ηλιακού συλλέκτη που χρησιμοποιείται και υπάρχει διαθεσιμότητα μεγάλου αριθμού δυνητικά κατάλληλων ρευστών για κάθε θερμοκρασιακό εύρος [23]. Μια λάθος επιλογή μπορεί να οδηγήσει σε δαπανηρή και μη αποτελεσματική εφαρμογή. Στα πλαίσια αυτά, αναπτύσσονται τα κριτήρια για την επιλογή εργαζόμενου μέσου, τα οποία βασίστηκαν σε προηγούμενη εργασία του Badr [24]. Μια λίστα των κριτηρίων επιλογής των εργαζόμενων μέσων που πρέπει να εξεταστούν σε χαμηλής κλίμακας ORCs τέθηκε από τον Tchanche [22]. Τα κριτήρια επιλογής περιλαμβάνουν τις θερμοδυναμικές και φυσικές ιδιότητες, τη ευστάθεια και τη συμβατότητα του ρευστού με τα χρησιμοποιούμενα υλικά, την ασφάλεια και τις περιβαλλοντικές πτυχές και το κόστος και τη διαθεσιμότητα του υγρού. Τα κριτήρια αυτά μπορούν να συνοψιστούν ως εξής:

1. Οι θερμοδυναμικές και οι φυσικές ιδιότητες :
 - i. Υψηλή πυκνότητα (ρ) υδρατμών, με αποτέλεσμα μικρότερο εξοπλισμό.
 - ii. Χαμηλό ιξώδες (μ) ρευστού σε ατμώδη και υγρή φάση, με αποτέλεσμα την αύξηση του συντελεστή μεταφοράς και την μείωση των απωλειών τριβής στους εναλλάκτες θερμότητας.
 - iii. Υψηλή θερμική αγωγιμότητα (λ), με αποτέλεσμα τον υψηλό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες θερμότητας.
 - iv. Το μοριακό βάρος του επιλεγμένου ρευστού να σχετίζεται με τον εκτονωτή.
 - v. Η ειδική θερμοχωρητικότητα² του υγρής φάσης πρέπει να είναι χαμηλή, με αποτέλεσμα την υψηλή απόδοση στην έξοδο του συστήματος.
 - vi. Η πίεση συμπίκνωσης να είναι ίση ή μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής για να αποφεύγεται η διήθηση αέρα.

² Η ειδική θερμοχωρητικότητα δεν έχει άμεσες επιπτώσεις στην λειτουργία της αντλίας ούτε στο συνολικό σύστημα σύμφωνα με το 23. Bao, J. and L. Zhao, *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **24**: p. 325-342.

- vii. Η θερμοκρασία τήξης του υγρού να είναι χαμηλότερη από τη χαμηλότερη θερμοκρασία του κύκλου, με σκοπό να εξασφαλίζεται ότι το εργαζόμενο μέσο θα παραμένει στην υγρή φάση .
 - viii. Υψηλός λόγος ενθαλπίας εξάτμισης, δηλ. ο λόγος της λανθάνουσας θερμότητας εξάτμισης προς την αισθητή θερμότητα, με αποτέλεσμα την υψηλή απόδοση του κύκλου καθώς απαιτείται μικρότερο πόσο προθέρμανσης του εργαζόμενου μέσου .
2. Η θερμική ευστάθεια του μέσου ,εντός των συνθηκών λειτουργίας .
 3. Το ρευστό να είναι συμβατό με τα υλικά εξοπλισμού και μη διαβρωτικό.
 4. Περιβαλλοντικοί παράμετροι είναι τόσο το δυναμικό αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη (GWP) όσο και το δυναμικό καταστροφής της στιβάδας του όζοντος (ODP). Ενδεικτικά, το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) είναι ο σημαντικότερος παράγοντας υπερθέρμανσης του πλανήτη, ενώ οι χλωροφθοράνθρακες (CFC) και το «φρέον» (χλωριωμένες και βρωμιούχες οργανικές ενώσεις) είναι σημαντικοί συντελεστές της επιδείνωσης του όζοντος [4].
 5. Εκτιμήσεις ασφάλειας ως προς την ευφλεκτότητα, την τοξικότητα και την διάβρωση να βρίσκονται εντός των επιτρεπόμενων ορίων καθώς και τα όρια έκρηξης .
 6. Η διαθεσιμότητα και το κόστος του ρευστού.

Παρόλα αυτά, διασαφηνίζεται ότι δεν υπάρχει μοναδικό ρευστό που να καλύπτει όλα τα κριτήρια ταυτόχρονα για εφαρμογές ORC. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το βέλτιστο οργανικό μέσο και οι συνθήκες σχεδιασμού και λειτουργίας του κύκλου συνδέονται σε μεγάλο βαθμό. Ακόμη, τα κριτήρια αυτά είναι ανεξάρτητα από τον τύπο ηλιακού συλλέκτη που χρησιμοποιείται στον ηλιακό οργανικό κύκλο Rankine. Επομένως, η ανάλυση για την επιλογή κατάλληλου εργαζόμενου μέσου ενσωματώνεται στη διαδικασία σχεδιασμού του συστήματος [17].

1.4.1 ΚΑΘΑΡΕΣ ΟΥΣΙΕΣ

Το νερό θεωρείται ότι είναι το πρώτο υποψήφιο μέσο για χρήση από το δέκατο ένατο αιώνα, όταν θεμελιώθηκε ο ηλιακός κύκλος Rankine στο Παρίσι για την άντληση νερού[25] . Το νερό χρησιμοποιείται κυρίως ως εργαζόμενο μέσο σε εγκαταστάσεις με συγκεντρωτικούς συλλέκτες (CSP) ,όπως είναι οι PTC, LFR ή οι παραβολικοί δίσκοι, και συνήθως λειτουργούν σε μέσες ή υψηλές θερμοκρασίες. Στη συνέχεια, οι υδρογονάνθρακες, τα ψυκτικά μέσα (συμπεριλαμβανομένων των φυσικών ψυκτικών ουσιών), τα σιλοξάνια και οι αλκοόλες είναι οι κύριοι οργανικοί υποψήφιοι στις έρευνες, εκ των οποίων περισσότερο χρησιμοποιούνται οι ψυκτικές ουσίες και οι υδρογονάνθρακες.

Γενικά, διάφορα ψυκτικά μέσα με ευρύ φάσμα κρίσιμων πιέσεων και θερμοκρασιών ,έχουν προβληθεί στη βιβλιογραφία. Από τις ψυκτικές ουσίες , το R245fa είναι το πλέον χρησιμοποιημένο εργαζόμενο υγρό σε πλήθος διαφορετικών συλλεκτών , όπως ETC, FPC ,CPC και PTC. Το R245fa επιλέγεται ,αφού αποδεικνύεται μη εύφλεκτο σε σχέση ψυκτικές ουσίες, όπως το πεντάνιο, ενώ έχει τα χαμηλότερα επίπεδα πίεσης συγκριτικά με το φυσικό ψυκτικό μέσο CO₂ (R744), το οποίο σημαίνει φθηνότερος εξοπλισμός και ηλιακοί συλλέκτες που μπορούν να χρησιμοποιηθούν [26]. Στη συνέχεια, για πολύ χαμηλές πηγές θερμοκρασίας

(θερμοκρασία χαμηλότερη από 90°C) χρησιμοποιείται το R134a καθώς είναι μη τοξικό και μη εύφλεκτο, έχει μηδενικό ODP και ο δείκτης του GWP είναι 1300 . Ένα ακόμη πλεονέκτημα είναι ότι έχει αναπτυχθεί επαρκή γνώση γύρω από τα φυσικά και θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του R134a καθώς χρησιμοποιείται ευρέως.

Από την άλλη πλευρά, οι φυσικές ψυκτικές ουσίες ,όπως είναι η αμμωνία, οι υδρογονάνθρακες ή το CO₂, παρουσιάζουν μηδενικό ODP και μηδενικό ή χαμηλό GWP, με συνέπεια να είναι καταλληλότερα σε σχέση με τις συνθετικές ψυκτικές ουσίες. Αρχικά, το πεντάνιο (R601) ,ως υδρογονάνθρακας και φυσική ψυκτική ουσία, θεωρείται το δεύτερο ευρέως χρησιμοποιημένο εργαζόμενο μέσο σε ηλιακούς κύκλους Rankine. Ωστόσο, οι υδρογονάνθρακες αυτοί είναι ιδιαίτερα εύφλεκτοι και πρέπει να χρησιμοποιούνται με το κατάλληλο επίπεδο προφυλάξεων ασφαλείας. Έπειτα, το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) έχει προσελκύσει ιδιαίτερη προσοχή , καθώς είναι ανέξοδο, μη τοξικό , μη εκρηκτικό , μη εύφλεκτο και υπάρχει άφθονο στη φύση. Από περιβαλλοντικής άποψης, έχει χαμηλό δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP) και χαμηλό δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP) [27] . Στα πλεονεκτήματα προστίθεται και η χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση του CO₂ (31.1 °C και 7.38 MPa), η οποία διευκολύνει τη λειτουργία συστημάτων εντός της υπερκρίσιμης περιοχής του υγρού με χρήση πηγής θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών (30 – 200°C).

Παράλληλα, τα σιλοξάνια ,όπως είναι το MM (Hexamethyldisiloxane) και το D4 (Octamethylcyclotetrasiloxane) , και οι αλκοόλες , όπως η αιθανόλη και η μεθανόλη, έχουν μελετηθεί ως εργαζόμενα μέσα. Σε σύγκριση με τα άλλα ρευστά, τα σιλοξάνια παρουσιάζουν καλύτερη θερμική ευστάθεια , χαμηλή τοξικότητα και καλύτερη συμπεριφορά κατά τη λειτουργία του κύκλου, η οποία ανακλάται στη ροή μέσω του στροβίλου [28]. Ωστόσο, δεν έχουν μελετηθεί αρκετά ,ώστε να αποδειχτούν ανταγωνιστικά σε σχέση με τα άλλα ψυκτικά μέσα.

1.4.2 ΜΙΓΜΑΤΑ

Η χρήση οργανικών μίγμάτων, αντί για καθαρές ουσίες, αναφέρεται ότι μπορεί να αυξήσει την απόδοση, τόσο των συμβατικών ORC όσο και συστημάτων με τεχνολογίες αναγέννησης ,ενώ το κόστος παραγωγής της ηλεκτρικής ενέργειας παρουσιάζει μείωση της τάξεως του 24% για γεωθερμικές εφαρμογές και 40% για εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας. Τα μίγματα εισάγονται κυρίως για να μειώσουν το πρόβλημα της μη αναστρεψιμότητας των λειτουργιών της ισοθερμοκρασιακής εξάτμισης και της συμπύκνωσης. Παραδείγματος χάριν, τα ζεοτροπικά μίγματα χαρακτηρίζονται από την μη ισοθερμοκρασιακή αλλαγή φάσης τόσο σε χαμηλές όσο και σε υψηλές θερμοκρασίες. Σε αντίθεση με τις καθαρές ουσίες και τα αζεοτροπικά μίγματα, τα ζεοτροπικά μίγματα έχουν μεταβλητή θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της εξάτμισης και της συμπύκνωσης, φαινόμενο γνωστό και ως ολίσθηση της θερμοκρασίας [29] . Η ολίσθηση της θερμοκρασίας οδηγεί σε αποφυγή του σημείου ανάσχεσης (το σημείο στο οποίο εμφανίζεται η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά ΔT_{min} μεταξύ των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη), με συνέπεια την μείωση των εξεργειακών απωλειών και την βελτίωση της απόδοσης του συστήματος [17]. Επιπλέον, όταν ένα ξηρό και ένα υγρό ρευστό αναμιχθούν σε κατάλληλες συγκεντρώσεις , προκύπτει ισηντροπικό ρευστό,

το οποίο επεκτείνει το φάσμα των διαθέσιμων εργαζόμενων μέσων [30]. Η μελέτη διάφορων ρευστών μειγμάτων για ORC έχει αναλυθεί διεξοδικά σε μεγάλο αριθμό δημοσιευμένων εργασιών. Παρόλα αυτά στην παρούσα εργασία η εξέταση οργανικών μιγμάτων είναι περιορισμένη.

Πίνακας 2. Καθαρές ουσίες που χρησιμοποιήθηκαν σε μελέτες ηλιακού οργανικού κύκλου Rankine.

<u>INORGANICS</u>	
<u>Water</u>	<u>R718</u>
<u>CO₂</u>	<u>R744</u>
<u>Ammonia</u>	<u>R717</u>
<u>HYDROCARBONS (HCs)</u>	
<u>Ethane</u>	
<u>Propylene</u>	<u>R1270</u>
<u>Propane</u>	<u>R290</u>
<u>Butane</u>	<u>R600</u>
<u>Butene</u>	
<u>Isobutane</u>	<u>R600a</u>
<u>Isobutene</u>	
<u>Cis-butene</u>	
<u>Trans-butene</u>	
<u>Pentane</u>	<u>R601</u>
<u>Isopentane</u>	<u>R601a</u>
<u>Cyclopentane</u>	
<u>NeoPentane</u>	
<u>Hexane</u>	
<u>Isohexane</u>	
<u>Cyclohexane</u>	
<u>Methyl Cyclohexane</u>	
<u>Propyl Cyclohexane</u>	
<u>n-Heptane</u>	
<u>Benzene</u>	
<u>n-Octane</u>	
<u>n-Nonane</u>	
<u>Decane</u>	
<u>Dodecane</u>	
<u>Toluene</u>	
<u>O-Xylene</u>	
<u>Ethylbenzene</u>	
<u>n-Propylbenzene</u>	
<u>n-Buybenzene</u>	
<u>ALCOHOLS</u>	
<u>Methanol</u>	
<u>Ethanol</u>	
<u>n-Butanol</u>	
<u>KETONES</u>	
<u>Acetone</u>	

<u>HYDROFLUOROCARBONS (HFCs)</u>	
<u>Fluoethane</u>	<u>R32</u>
	<u>R161</u>
	<u>R134a</u>
	<u>R143a</u>
	<u>R152a</u>
	<u>R227ea</u>
	<u>R236fa</u>
	<u>R236ea</u>
	<u>R245fa</u>
	<u>R245ca</u>
	<u>RC318</u>
	<u>R235mc</u>
<u>CHLOROFLUOROCARBONS (CFCs)</u>	
	<u>R11</u>
	<u>R12</u>
	<u>R113</u>
	<u>R114</u>
<u>PERFLUOROCARBONS (PFCs)</u>	
<u>Octafluoropropane</u>	<u>R218</u>
<u>Perfluorobutane</u>	<u>C4F10</u>
<u>Perfluoropentane</u>	<u>C5F12</u>
<u>HYDROFLUOROOLEFINS (HFOs)</u>	
	<u>R1234yf</u>
	<u>R1234ze</u>
<u>SILOXANES</u>	
<u>Hexamethyldisiloxane</u>	<u>MM</u>
<u>Octamethyltrisiloxane</u>	<u>MDM</u>
<u>Decamethyltetrasiloxane</u>	<u>MD2M</u>
<u>Octamethylcyclotetrasiloxane</u>	<u>D4</u>
<u>Dodecamethylcyclohexasiloxane</u>	<u>D6</u>
	<u>OMTS</u>
	<u>HDMS</u>
<u>ETHERS</u>	
<u>Diethylether</u>	<u>R610</u>
<u>FLUROINATED ETHERS</u>	
	<u>RE134</u>
	<u>RE245</u>

Πίνακας 3. Μίγματα που χρησιμοποιήθηκαν σε μελέτες ηλιακών οργανικών κύκλων Rankine.

R145fa/R152a R245fa/R152a
Isopentane/R245fa Isopentane/Isobutane Isopentane/Hexane Isopentane/Isohexane
Pentane/Hexane
Butane/Pentane
Isobutane/Pentane
1,1,1,3,3,3-hexafluoro-propane/1-fluoromethoxy-2,2,2-trifluoro-methyl-ethane
Neopentane/1,1,1-trifluoro-2-trifluoro-methylbutane Neopentane/1,1,1-trifluoropentane
1,1,1-trifluoro-2-trifluoromethylpropane/2,2- difluoro-hexane
1,1,1-Trifluoro-propane (C ₃ H ₅ F ₃)/2-Fluoromethoxy-propane 1,1,1-Trifluoro-propane/1-Fluoromethoxypropane
Neopentane/ 1,1,1-Trifluoro-2-trifluoro-methylbutane Neopentane/ 2-Fluoromethoxy-2-methylpropane
Butane/Isopentane
Cyclohexane/Cyclopentane Cyclohexane/Hexane Cyclohexane/Isohexane Cyclohexane/Isopentane Cyclohexane/Pentane Cyclopentane/Hexane

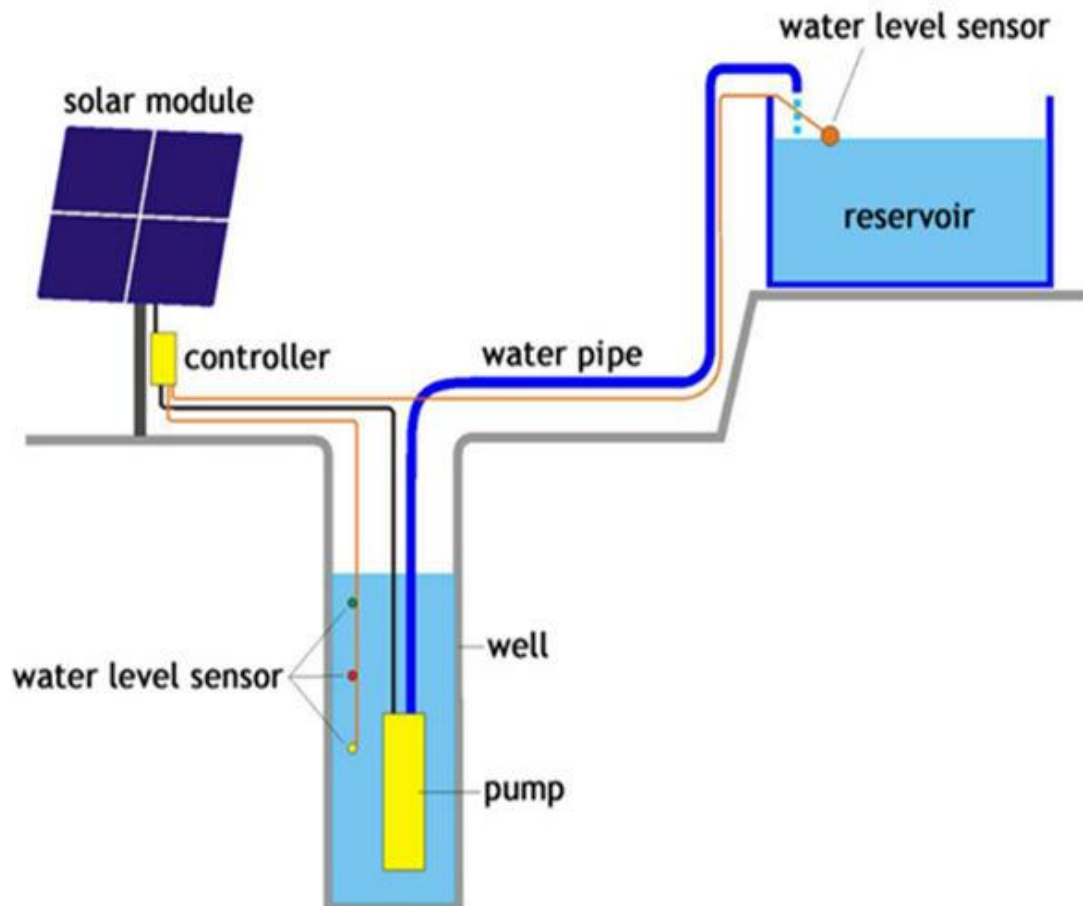
Cyclopentane/Isopentane
Cyclopentane/Pentane
Hexane/Isohexane Hexane/Isopentane Hexane/Pentane
Isohexane/Pentane Isohexane/Isopentane
Isopentane/Isobutane
Butane/Pentane Butane/Isopentane
Isobutane/Pentane
Octane/Decane
Nonane/Decane
Propane/Hexane Propane/Isopentane Propane/Pentane
1,1,1-Trifluoro-propane/2-Fluoromethoxypropane 1,1,1-trifluoro-propane/1-Fluoromethoxy-propane
1,1,1,3,3,3-Hexafluoro-propane/1,1,1-Trifluoro-2-(fluoromethoxy)ethane
Neopentane/1,1,1-Trifluoro-2-trifluoro-methylbutane Neopentane/ 2-Fluoromethoxy-2-methylpropane Neopentane/ 1,1,1-Trifluoropentan
1,1,1-Trifluoro-butane/ 1,1,1-Trifluoropentane 1,1,1-Trifluoro-butane/ 1,1,1-Trifluoro-3-(fluoromethoxy)-2-methylpropane 1,1,1-Trifluoro-2-trifluoromethylpropane/ 2,2- Difluoro-hexane
Neopentane/ 1,1,1,3,3,5,5,5-Octafluoro-pentane

1.5 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ORC

Οι πιο κοινές εφαρμογές του ηλιακού κύκλου Rankine αναπτύσσονται σε αυτή την παράγραφο.

1.5.1 ΑΝΤΛΙΕΣ ΝΕΡΟΥ

Η ανάγκη άντλησης νερού σε άγονες περιοχές για άρδευση ή σε απομακρυσμένες κατοικημένες περιοχές για την κάλυψη βασικών αναγκών σε νερό χαρακτηρίζεται κρίσιμη για τους ανθρώπους που ζουν σε αυτές τις περιοχές. Οι πιθανοί κατάλληλοι τρόποι παροχής των ενεργειακών απαιτήσεων μιας αντλίας είναι μείζον θέμα προς διερεύνηση, ιδίως σε αναπτυσσόμενες περιοχές. Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας μπορεί να είναι η καταλληλότερη πηγή ενέργειας σε σύγκριση με την ηλεκτρική ενέργεια από το δίκτυο, του οποίου η μετάδοση σε απομακρυσμένες περιοχές μπορεί να είναι δύσκολη και δαπανηρή. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την κάλυψη ενεργειακών αναγκών που απαιτούνται για τις αντλίες νερού, αφού είναι διαθέσιμη στις περισσότερες αναπτυσσόμενες χώρες. Σε αυτή την εφαρμογή, η ηλιακή ενέργεια αξιοποιείται με δύο μεθόδους, είτε με θερμοδυναμική μετατροπή είτε με άμεση μετατροπή. Τα συστήματα που χρησιμοποιούν τη θερμοδυναμική μέθοδο μετατροπής ονομάζονται ηλιακά θερμικά συστήματα. Σε αυτά, ένας ηλιακός συλλέκτης χρησιμοποιείται για να συγκεντρώσει την ηλιακή ενέργεια, η οποία προσδίδεται στη συνέχεια σε κύκλο Rankine, Brayton ή Stirling για να παραχθεί μηχανική ενέργεια. Τα κυριότερα πλεονεκτήματα των ηλιακών συστημάτων άντλησης Rankine εντοπίζονται στο χαμηλό κόστος και στη συντήρησή τους. [31]



Εικόνα 9. Απεικόνιση ηλιακής αντλίας νερού.

1.5.2 ΑΦΑΛΑΤΩΣΗ ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΗΣ ΟΣΜΩΣΗΣ ΓΙΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΓΛΥΚΟΥ ΝΕΡΟΥ

Μια σημαντική εφαρμογή του ηλιακού κύκλου Rankine είναι η αφαλάτωση αντίστροφης όσμωσης για παραγωγή γλυκού νερού. Οι διεργασίες αφαλάτωσης μπορούν να χωριστούν σε δύο κατηγορίες:

- Διεργασίες μη αλλαγής φάσης, όπως η αντίστροφη όσμωση (RO) και η ηλεκτροδιάλυση (ED),
- Διεργασίες αλλαγής φάσης, όπως η αφαλάτωση με εξάτμιση πολλαπλών σταδίων (Multi-Stage Flash) [32].

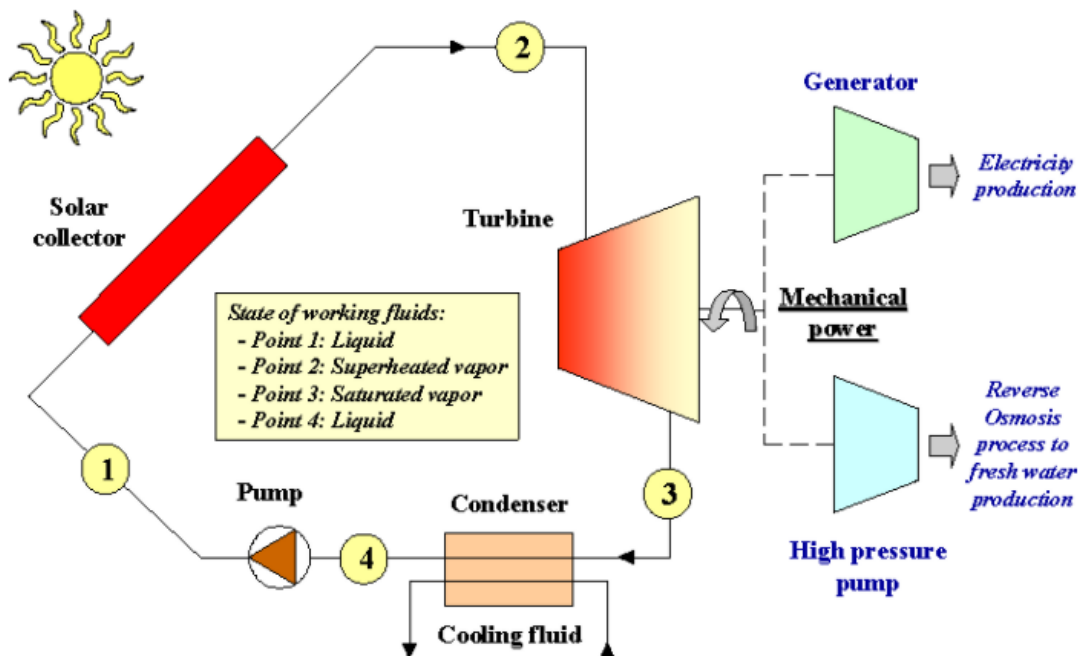
Οι μέθοδοι της αντίστροφης όσμωσης και της αφαλάτωσης πολλαπλών σταδίων χαρακτηρίζονται ως οι δύο πιο σημαντικές εμπορικές επιλογές [189]. Παρόλα αυτά, τα ηλιακά συστήματα οργανικών κύκλων Rankine εφαρμόζονται μόνο σε διεργασίες αντίστροφης όσμωσης, επομένως θα επικεντρωθεί η ανάλυση σε αυτές.

Η διαδικασία RO χαρακτηρίζεται από χαμηλές ενεργειακές απαιτήσεις ανά κυβικό μέτρο παραγόμενου γλυκού νερού συγκριτικά με άλλες διεργασίες και θεωρείται η πιο οικονομικά αποδοτική τεχνολογία αφαλάτωσης [32]. Σε αυτή τη διεργασία μπορούν να χρησιμοποιηθούν δύο τύποι νερού:

- Το υφάλμυρο νερό, που συμπιέζεται σε 15 με 25 bar
- Το θαλασσινό νερό, που συμπιέζεται σε 60 με 80 bar.[33]

Οι πιέσεις αυτές επιτυγχάνονται με χρήση αντλίας υψηλής πίεσης, της οποίας ο άξονας οδηγείται από μηχανική ενέργεια, η οποία παράγεται από τον ηλιακό κύκλο Rankine.

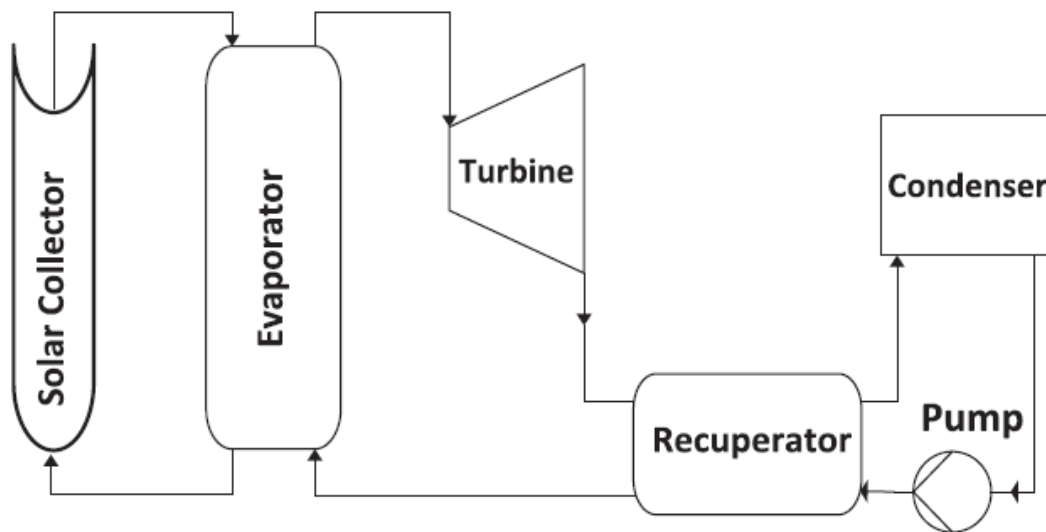
Η συνολική απόδοση των συστημάτων σχετίζεται με τον τύπο του συλλέκτη και τις συνθήκες λειτουργίας του κύκλου Rankine. Συνήθως, η χρήση παραβολικών συλλεκτών (PTC) στα ηλιακά συστήματα αφαλάτωσης αντίστροφης όσμωσης (SRC-RO) έχει ως αποτέλεσμα την υψηλότερη απόδοση, η οποία μπορεί να φθάσει έως και 32% [34], σε σύγκριση με άλλους συλλέκτες. Η συνολική απόδοσης κατά τη χρήση άλλων συλλεκτών, όπως FPCs, CPC και ETCs, μπορεί να φθάσει το 7,8%, το 6,5% και το 13.4% αντίστοιχα. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι τέτοια συστήματα μπορούν να χρησιμοποιηθούν αποτελεσματικά για την παραγωγή γλυκού νερού σε απομακρυσμένες περιοχές λαμβάνοντας υπόψη την ανάγκη υψηλής ακτινοβολίας για την επίτευξη υψηλής απόδοσης.



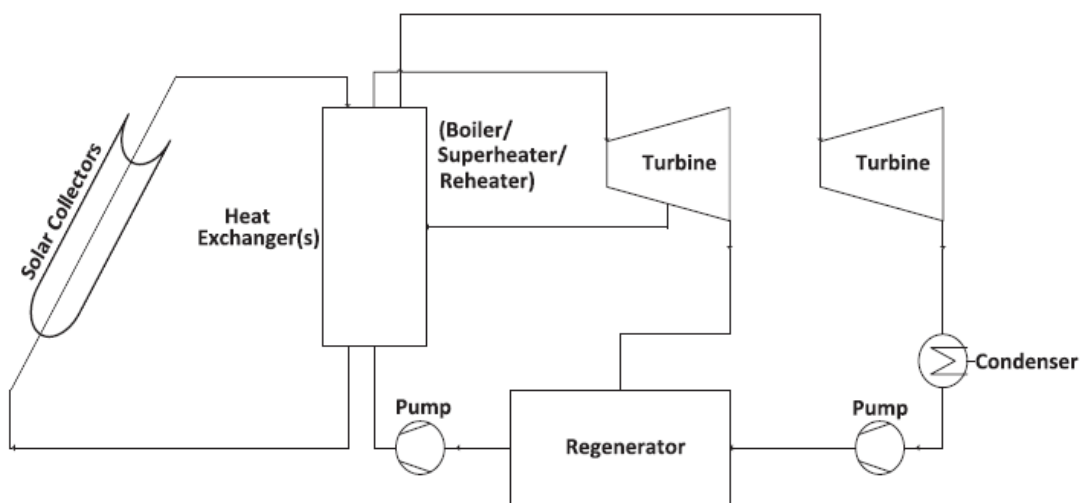
Εικόνα 10. Εφαρμογές ηλιακού οργανικού κύκλου Rankine.

1.6 ΤΡΟΠΟΠΟΙΗΣΕΙΣ ΗΛΙΑΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

Η βελτίωση της απόδοσης ενός ηλιακού ORC μπορεί να επιτευχθεί αρχικά με τροποποιήσεις στον τυπικό κύκλο Rankine (Εικ.1) . Οι κύριες τροποποιήσεις που εφαρμόζονται είναι η αναγέννηση ή ανάκτηση θερμότητας και η αναθέρμανση. Η αναγέννηση περιλαμβάνει τη χρήση ενός εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας για να εκμεταλλεύεται τη θερμότητα του θερμού ρεύματος που εξέρχεται από τον εκτονωτή προθερμαίνοντας το ψυχρό ρεύμα υψηλής πίεσης που εισέρχεται στον λέβητα ή τον ατμοποιητή. Έπειτα, η αναθέρμανση περιλαμβάνει τη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου που εξέρχεται από τον στρόβιλο υψηλής πίεσης με χρήση δεύτερου λέβητα ,πριν αυτό εισέλθει στον στρόβιλο χαμηλής πίεσης με σκοπό την αύξηση της παραγόμενης ισχύος. Βέβαια, η προθέρμανση χρησιμοποιείται κυρίως σε κύκλου Rankine με ατμό [31] . Στην εικόνα 11 φαίνεται η μέθοδος αναγέννησης και στην εικόνα 12 η μέθοδος αναθέρμανσης.



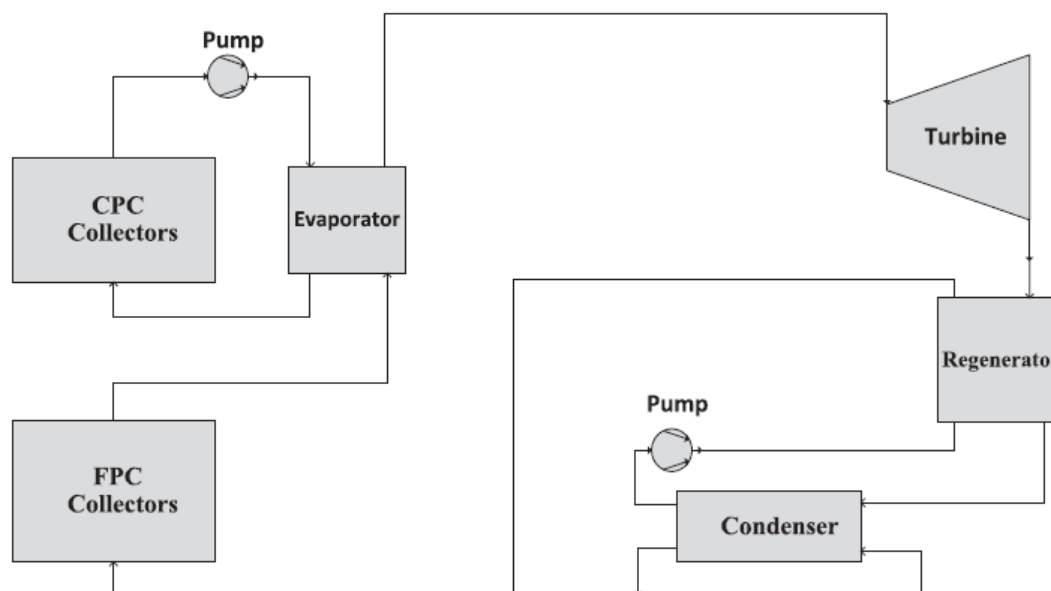
Εικόνα 11. Ηλιακός ORC με χρήση αναγέννησης



Εικόνα 12. Ηλιακός ORC με αναθέρμανση ενός σταδίου.

Μια διαφορετική διαμόρφωση του ηλιακού κύκλου Rankine περιλαμβάνει την προσθήκη περισσότερων από έναν ηλιακό συλλέκτη, όπως για παράδειγμα στην εικόνα 13, όπου γίνεται η χρήση δύο τύπων ηλιακού συλλέκτη, ενός κύριου συγκεντρωτικού συλλέκτη CPC και ενός επίπεδου συλλέκτη FPC [35]. Αυτό το σύστημα παρουσιάζει τα εξής πλεονεκτήματα

- γίνεται προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου από τους συλλέκτες FPC πριν την είσοδο στον ατμοποιητή (CPC) , το οποίο βελτιώνει την γενική απόδοση των συλλεκτών,
- ο συλλέκτης FPC μπορεί να απορροφήσει τόσο την άμεση ,όσο και τη διάχυτη ακτινοβολία,
- το χαμηλότερο κόστος.



Εικόνα 13. Ηλιακή θερμική παραγωγή χαμηλής θερμοκρασίας με συλλέκτες δύο τύπων.

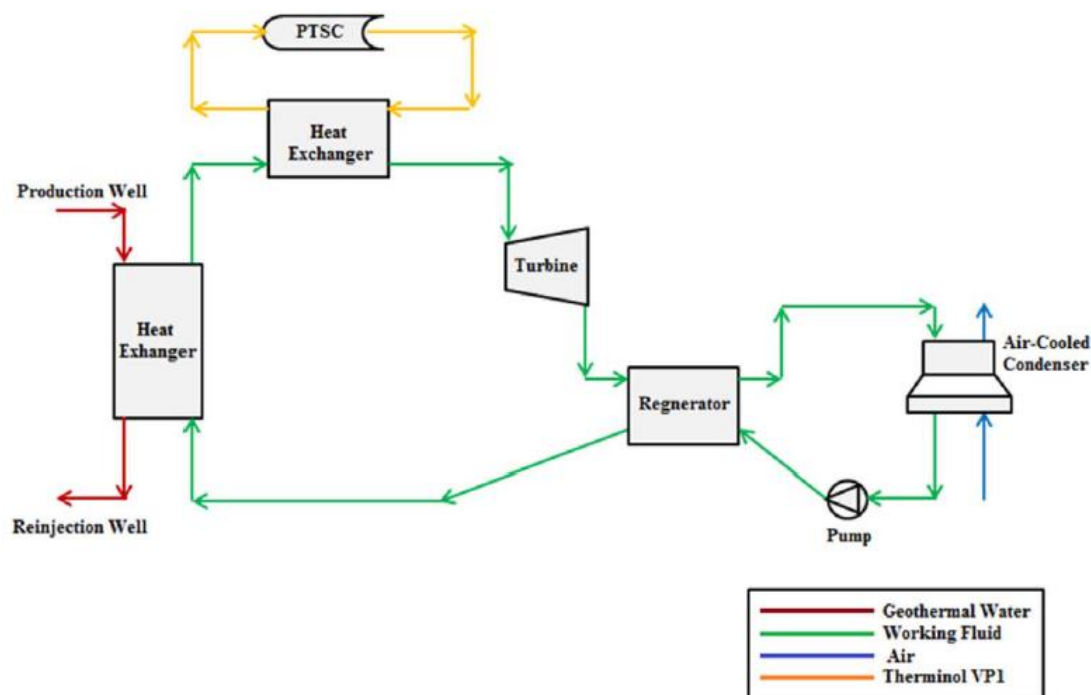
Μια άλλη μέθοδος βελτίωσης της απόδοσης των ηλιακών συστημάτων Rankine αποτελεί η χρήση υβριδικών συστημάτων ισχύος. Η υβριδική τεχνολογία αποτελεί την ενσωμάτωση μιας τεχνολογίας για ανανεώσιμες πηγές με τεχνολογία κάποιας άλλης ενεργειακής πηγής, με στόχο την παραγωγή ενέργειας με καλή απόδοση [36] . Η πιο κοινή μορφή υβριδικής τεχνολογίας που εντοπίζεται σε δημοσιεύσεις είναι τα ολοκληρωμένα ηλιακά συστήματα συνδυασμένου κύκλου (Integrated Solar Combined Cycle Systems) , τα οποία έχουν μεγάλο εύρος εφαρμογών. Τα πλεονεκτήματα αυτών των συστημάτων εντοπίζονται στην ενίσχυση της απόδοσης της μετατροπής της ηλιακής ενέργειας σε ηλεκτρική ισχύ και στη μείωση του κόστους λόγω συνεχούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που προκύπτει από την αξιοποίηση άλλων θερμικών πηγών ενέργειας [37].

Μια παραλλαγή της υβριδικής τροποποίησης αποτελεί την ενσωμάτωση άλλων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας μαζί με την ηλιακή θερμική ενέργεια. Μία από τις

ανανεώσιμες πηγές που έχει προηγουμένως ενσωματωθεί και μελετηθεί είναι η γεωθερμική ενέργεια. Συνοψίζονται τρεις διαφορετικές διαμορφώσεις υβριδικών γεωθερμικών-ηλιακών συστημάτων:

- Ο ηλιακός συλλέκτης χρησιμοποιείται στην προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου πριν αυτό εισαχθεί στον στρόβιλο (ηλιακή υπερθέρμανση της διαμόρφωσης),
- Ο ηλιακός συλλέκτης χρησιμοποιείται στην θέρμανση της γεωθερμικής άλμης που εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας (ηλιακή διαμόρφωση προθέρμανσης),
- Η γεωθερμική ενέργεια χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου που τροφοδοτεί τον κύκλο Rankine (γεωθερμική διαμόρφωση προθέρμανσης)[38].

Τα συστήματα τροφοδοτούμενα από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως είναι το υβριδικό γεωθερμικό-ηλιακό σύστημα, αποτελούν ελπιδοφόρα τροποποίηση του κύκλου Rankine. Μια απεικόνιση ενός από τα ολοκληρωμένα ηλιακά ORC με γεωθερμική ενέργεια φαίνεται στην εικόνα 14.



Εικόνα 14. Διάγραμμα ροής διεργασίας του ολοκληρωμένου συστήματος ORC και PTSC.

Συνοψίζοντας, η βελτίωση της αποτελεσματικότητας ενός ηλιακού ORC μέσω τροποποιήσεων του κύκλου μπορεί να επιφέρει αύξηση τόσο του αρχικού κεφαλαίου όσο και των λειτουργικών δαπανών ενός συστήματος. Συνεπώς, η βελτίωση της αποτελεσματικότητας δεν πρέπει να αντιμετωπίζεται ως η μόνη παράμετρος για την επιλογή υιοθέτησης μιας τροποποίησης του κύκλου Rankine.

1.7 Ο ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ

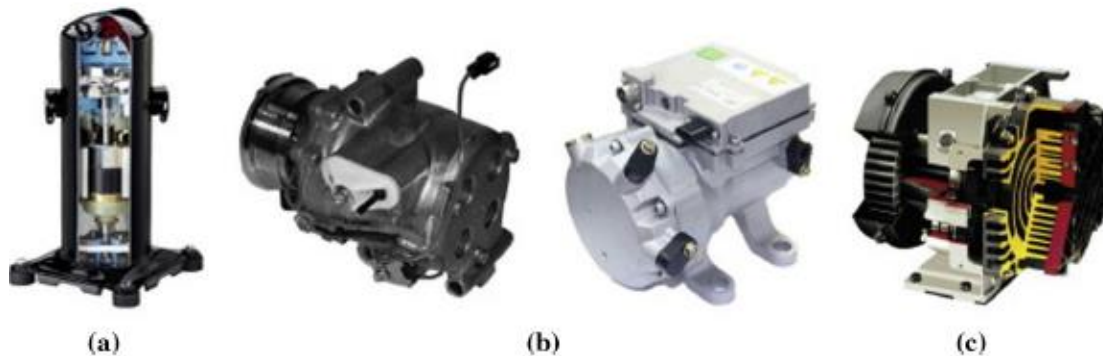
Ο εκτονωτής είναι ο πυρήνας ενός συστήματος ORC και αποτελεί κρίσιμο παράγοντα στον καθορισμό της απόδοσης του. Κατά συνέπεια, η επιλογή του κατάλληλου εκτονωτή χαρακτηρίζεται εξαιρετικής σημασίας για την βελτίωση της απόδοσης του κύκλου, επηρεάζει όλο το σχεδιασμό του κυκλώματος και μπορεί να οδηγήσει σε σημαντικούς περιορισμούς. [17, 39]

Οι εκτονωτές διακρίνονται σε δύο κατηγορίες:

- Εκτονωτές Δυναμικής Ροής (turbo expanders)
- Εκτονωτές Θετικής Εκτόπισης (positive displacement expanders)

Στην πρώτη κατηγορία κατατάσσονται οι στρόβιλοι ακτινικής (axial) και αξονικής (radial-inflow) ροής και στη δεύτερη κατηγορία ανήκουν οι σπειροειδείς (scroll), οι ελικοειδείς-κοχλιοειδείς (screw), οι εμβολοφόροι/παλινδρομικοί (piston/reciprocating) και διάφοροι άλλοι τύποι όπως οι πτερυγοφόροι εκτονωτές (vane expander) και οι (rolling piston) που εντοπίζονται σε λιγότερες εφαρμογές [39].

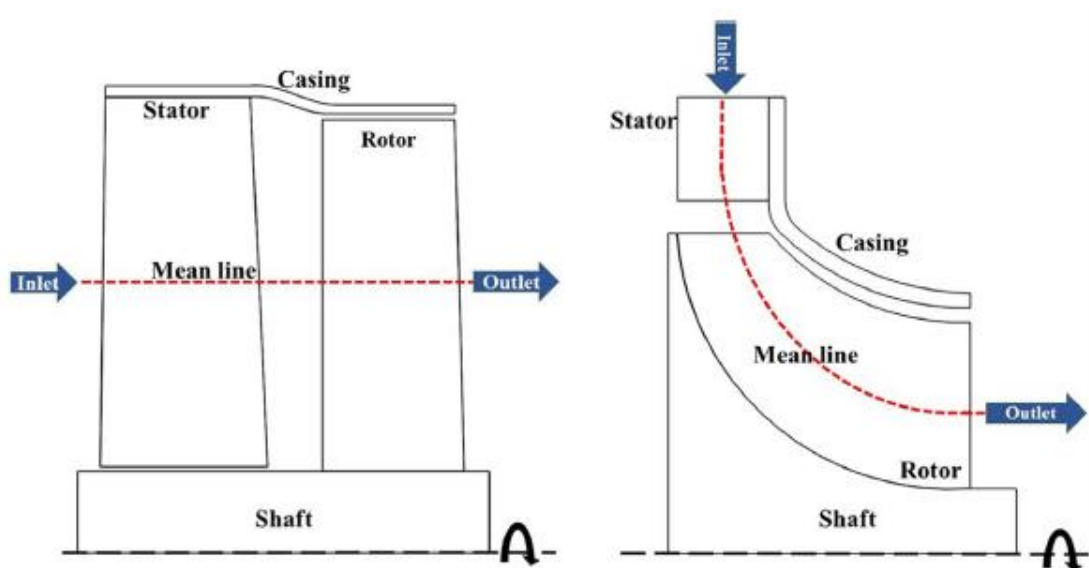
Η επιλογή του εκτονωτή εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τον κύκλο, τις συνθήκες λειτουργίας, τον τύπο του εργαζόμενου μέσου και το εύρος της καθαρής παραγόμενης ισχύος. Σε αυτή την ενότητα θα γίνει αναλυτική ανασκόπηση του κάθε τύπου εκτονωτή.



Εικόνα 15. Διάφοροι τύποι εκτονωτή: (a)hermetic refrigeration compressor (b)automotive air-conditioning compressor (c)open drive air compressor [40]

1.7.1 ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΡΟΗΣ

Οι στρόβιλοι είναι μηχανές που μετατρέπουν την κινητική ενέργεια ενός ρευστού που ρέει συνεχώς, σε μηχανική ενέργεια ενός άξονα, ο οποίος περιστρέφεται χάρη μιας σειράς πτερυγίων. Οι στρόβιλοι κατατάσσονται σε αξονικούς και ακτινικούς ανάλογα με την διαδρομή του ρευστού όπως φαίνεται στην εικόνα 16.



Εικόνα 16. Σχηματική απεικόνιση της αξονικής ροής (αριστερά) και της ακτινικής (δεξιά).

Η διαφορά ανάμεσα στους δύο τύπους στροβίλου είναι ότι ο στρόβιλος ακτινικής ροής (Radial Inflow Turbine) υπάρχει σημαντική μεταβολή στη μέση ακτίνα μεταξύ εισόδου και εξόδου του στροβίλου, ενώ για την αξονική ροή υπάρχει ελάχιστη μεταβολή της μέσης ακτίνας. Αυτή η αλλαγή της ακτίνας παράγει δύναμη Coriolis, η οποία δημιουργεί επιπλέον ειδική ισχύ σε σχέση με έναν ισοδύναμο αξονικό στρόβιλο. Κατ' επέκταση, στον ακτινικό στρόβιλο απαιτούνται μικρότερα ή λιγότερα στάδια, το οποίο μειώνει το κόστος και αυξάνει την απόδοση του. Ως εκ τούτου, ο στρόβιλος ακτινικής ροής φαίνεται ιδιαίτερα ελκυστικός για μονάδες μικρής κλίμακας με χαμηλές ταχύτητες ροής και υψηλότερους λόγους πίεσης στον εκτονωτή [41], όπως αυτή που θα εξετάσουμε, ενώ ο αξονικός στρόβιλος είναι καταλληλότερος για μονάδες με υψηλή ισχύ (άνω των 250 kWe) με μεγάλες παροχές και χαμηλούς λόγους πίεσης.

1.7.1.1 ΑΞΟΝΙΚΟΙ ΣΤΡΟΒΙΛΟΙ

Οι στρόβιλοι που χρησιμοποιούνται σε σύστημα ORC είναι όμοιοι με τους ατμοστρόβιλους. Ωστόσο, λόγω της μεγάλης διαφοράς στις θερμικές φυσικές ιδιότητες μεταξύ οργανικών ρευστών και ατμού, οι στρόβιλοι των οργανικών κύκλων έχουν ορισμένα ειδικά χαρακτηριστικά:

1. Το ακροφύσιο εξόδου πρέπει να είναι κατάλληλα σχεδιασμένο, ώστε να αποφεύγονται οι υπερηχητικές ταχύτητες των οργανικών μέσων, καθώς αυτά παρουσιάζουν μικρότερη ηχητική ταχύτητα λόγω του μεγαλύτερου μοριακού τους βάρους.
2. Απαιτούνται λιγότερες βαθμίδες καθώς, οι πτώσεις πίεσης του συστήματος είναι μικρότερες. Μάλιστα σε μερικές περιπτώσεις χρησιμοποιούνται και στρόβιλοι μίας βαθμίδας, ειδικά σε εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών (π.χ. γεωθερμία).
3. Επιτρέπεται ο σχεδιασμός μικρότερων μηχανών, αφού η πυκνότητα του υπέρθερμου ατμού οργανικού μέσου είναι γενικά μεγαλύτερη από αυτή του νερού.
4. Οι στρόβιλοι οργανικού μέσου είναι μικρότερου μεγέθους από τους αντίστοιχους ατμοστρόβιλους και γι' αυτό πρέπει να προβλέπεται η περίπτωση υπερτάχυνσης τους κατά την αλλαγή φορτίου.

5. Πρέπει να δίνεται μεγάλη σημασία στην καλή μόνωση αυτών των μηχανών, ώστε να αποφεύγονται οι διαρροές. Αυτό απαιτείται επειδή τα οργανικά μέσα μπορεί να είναι εύφλεκτα, τοξικά συνήθως κοστίζουν αρκετά [23].

1.7.1.2 ΑΚΤΙΝΙΚΟΙ ΣΤΡΟΒΙΛΟΙ

Οι ακτινικοί στρόβιλοι χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές με μεγάλες πτώσεις πίεσης και μικρές παροχές μάζας. Τα χαρακτηριστικά αυτά που τους κάνουν ιδανικούς για χρήση σε συστήματα ORC, παρουσιάζονται παρακάτω:

1. Έχουν τη δυνατότητα να προσαρμοστούν σε διάφορες γεωθερμικές πηγές, κάνοντας ελάχιστες τροποποιήσεις.
2. Παρουσιάζουν πολύ καλή απόδοση σε σημεία λειτουργίας εκτός σχεδίασης και μπορούν να προσαρμοστούν σε οποιοδήποτε εποχιακές αλλαγές της θερμής πηγής (ηλιακή, γεωθερμία).
3. Είναι λιγότερο ευαίσθητες στις ανακρίβειες του προφίλ των πτερυγίων επιτρέποντας μεγάλους βαθμούς απόδοσης ακόμα και σε πολύ μικρά μεγέθη μηχανών.
4. Η κατασκευή τους είναι σημαντικά πιο εύκολη και έχει μικρότερο κόστος από την αντίστοιχη των αξονικών στρόβιλων.

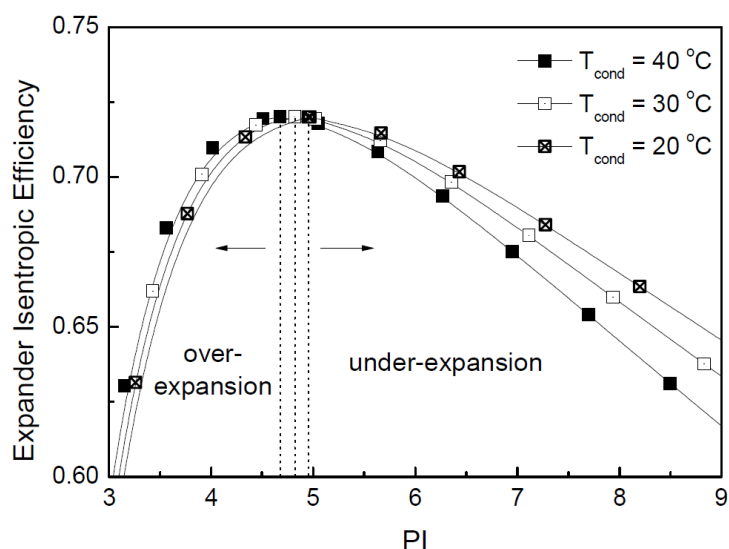
Παρόλα αυτά για πολύ μικρά συστήματα ORC στην κλίμακα των KW δεν ενδείκνυται η χρήση ακτινικών στρόβιλων. Αυτό συμβαίνει διότι η ταχύτητα του ακροπτερυγίου πρέπει να διατηρείται σταθερή οποιοδήποτε και αν είναι το μέγεθος της μηχανής [42].

1.7.2 ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ ΘΕΤΙΚΗΣ ΕΚΤΟΠΙΣΗΣ

Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης παράγουν έργο μέσω της αποτόνωσης του εργαζόμενου μέσου σε ένα θάλαμο μεταβαλλόμενου όγκου. Με κριτήριο τη γεωμετρία του εκτονωτή προκύπτουν οι παρακάτω τύποι.

Όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκων δεν ταυτίζεται με τον λόγο ειδικών όγκων του συστήματος προκύπτουν δύο είδη θερμοδυναμικών απωλειών [43]:

- Υπό-εκτόνωση (under-expansion): συμβαίνει όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκων είναι μικρότερος από τον λόγο ειδικών όγκων του συστήματος και σε αυτή την περίπτωση η πίεση στο τέλος της εκτόνωσης είναι υψηλότερη από την πίεση στην γραμμή εξόδου. Η απώλεια σχετίζεται με το γεγονός πως θα μπορούσε να έχει αποτονωθεί το μέσο έως χαμηλότερη πίεση.
- Υπερ-εκτόνωση (over-expansion): συμβαίνει όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκων είναι μεγαλύτερος από τον λόγο ειδικών όγκων του συστήματος. Αντίστοιχα για να γίνει εξισορρόπηση των πιέσεων υποθέτουμε μια στοιχειώδης μάζα να εισέρχεται ακαριαία στο θάλαμο του εκτονωτή.



Παράδειγμα υπο-εκτόνωσης και υπερ-εκτόνωσης.

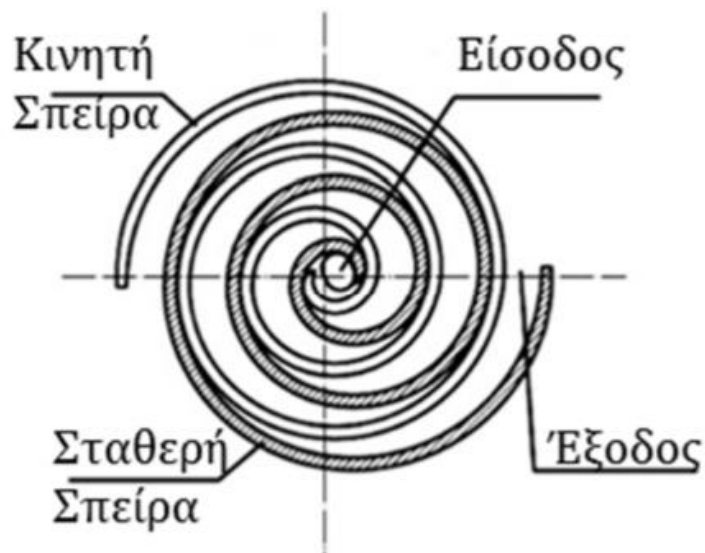
Οι παραπάνω περιπτώσεις οδηγούν σε σημαντική μείωση στην απόδοση της εκτόνωσης με την πιο πιθανή αιτία την υπό-εκτόνωση. Άλλες αιτίες μείωσης της απόδοσης μπορεί να είναι οι απώλειες της ροής, οι πτώσεις πίεσης, οι εσωτερικές διαρροές και οι απώλειες θερμότητας [44]. Μια ακόμη παράμετρος που πρέπει να λαμβάνεται υπόψιν όταν χρησιμοποιείται μια μηχανή θετικής εκτόπισης είναι η διαδικασία της λίπανσης. Αυτή πραγματοποιείται με την εγκατάσταση ελαιοδιαχωριστή στην έξοδο του εκτονωτή. Εναλλακτικά τοποθετείται λιπαντικό μέσα στο οργανικό μέσο σε περιεκτικότητα 6-8% και διαχωρίζεται σε μετέπειτα στάδιο.

1.7.2.1 ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΕΙΣ ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ

Σε σύγκριση με άλλους εκτονωτές θετικής εκτόπισης οι σπειροειδείς εκτονωτές έχουν την πιο πολύπλοκη γεωμετρία [23]. Οι σπείρες μπορούν να διακριθούν σε δύο κατηγορίες: μια σταθερή και μια κινητή. Το οργανικό ρευστό εισάγεται σε ένα θάλαμο που δημιουργείται από τις δυο σπείρες. Καθώς η μια περιστρέφεται έκκεντρα μεγαλώνει ο διαθέσιμος χώρος και συνεπώς το εργαζόμενο μέσο εκτονώνεται. Ο όγκος του θαλάμου τη στιγμή που τελειώνει η εκτόνωση προς τον όγκο του θαλάμου τη στιγμή που ξεκινάει η εκτόνωση, καλείται «κατασκευαστικός λόγος όγκου» (built-in volume ratio $r_{v,in}$) και για αυτή την τεχνολογία κυμαίνεται από 2 έως 4.

Οι απώλειες που εμφανίζονται σε αυτού του είδους τις μηχανές είναι γενικά τριών ειδών:

- Οι απώλειες υπέρ – εκτόνωσης και υπό – εκτόνωσης, οι οποίες οφείλονται στον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης.
- Οι απώλειες διαρροών, που οφείλονται στην κατασκευή των σπειρών.
- Και οι απώλειες μεταφοράς θερμότητας.



Εικόνα 17. Γεωμετρία σπειροειδούς εκτονωτή.[45]

Η χρήση σταθερών σπειρών έχει το πλεονέκτημα ότι, αντίθετα με τις κινητές σπείρες, αυτές μπορούν να λειτουργήσουν χωρίς λίπανση. Ένα άλλο πλεονέκτημα αυτής της τεχνολογίας είναι ότι δεν απαιτούνται βαλβίδες εισαγωγής ή εξαγωγής που μειώνουν το θόρυβο και βελτιώνουν τη διάρκεια ζωής της μονάδας [46] .

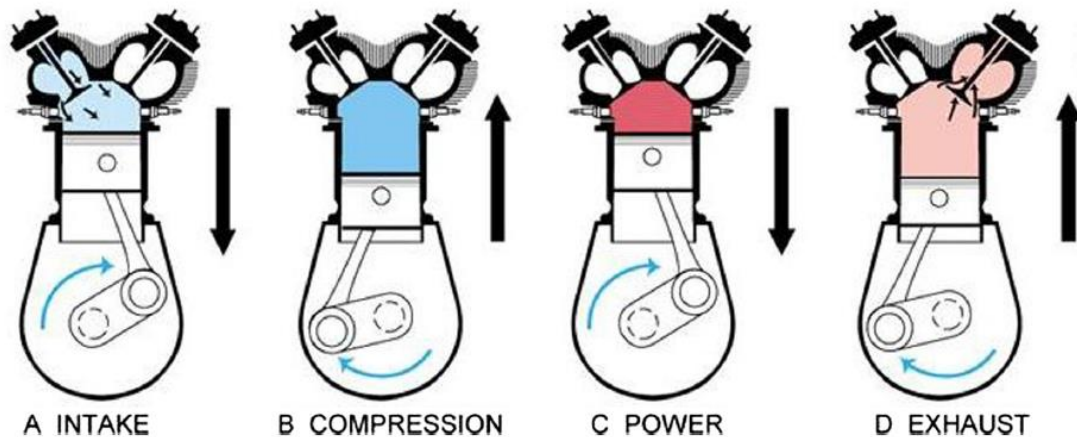


Εικόνα 18. Φάσεις εκτόνωσης σε σπειροειδή εκτονωτή.[45]

1.7.2.2 ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΟΙ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΟΙ ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ

Οι παλινδρομικοί εμβολοφόροι εκτονωτές είναι σύνθετες διατάξεις και έχουν ως επιπλέον απαίτηση την ύπαρξη βαλβίδων αναρρόφησης και εκρόφησης, κάτι που δεν αποτελεί ζήτημα στους ελικοειδείς ή τους σπειροειδείς. Η αρχή λειτουργίας τους είναι ίδια με αυτή μιας δίχρονης Μ.Ε.Κ. και φαίνεται στην εικόνα 19. Το σύνολο των διεργασιών πραγματοποιείται σε ένα κύκλο λειτουργίας ή σε 360° . Στο πρώτο μισό του κύκλου ή σε 180° γίνονται οι διεργασίες της εισαγωγής εργαζόμενου μέσου και ακολουθεί η εκτόνωση μετά το κλείσιμο των βαλβίδων. Στο δεύτερο μισό του κύκλου οι βαλβίδες εξαγωγής ανοίγουν και εξέρχεται το οργανικό μέσο. Παρόλα αυτά, στα μειονεκτήματα των εμβολοφόρων μηχανών συγκαταλέγονται[23]:

- οι απώλειες λόγω της ροής διάμεσου του συστήματος των βαλβίδων
- η αξιοπιστία είναι μειωμένη λόγω ενός μεγαλύτερου αριθμού κινούμενων μερών με τα αντίστοιχα προβλήματα εξισορρόπησης
- το υψηλό κόστος κατασκευής
- οι αυξημένες τριβές, λόγω των περισσότερων κινούμενων μερών που διαθέτει ο μηχανισμός του.
- Λόγω των αυξημένων τριβών η λίπανση είναι κρίσιμης σημασίας.
- Το έλαιο συνήθως διαλύεται μέσα στο οργανικό μέσο.



Εικόνα 19 Η αρχή λειτουργίας του παλινδρομικού εμβολοφόρου εκτονωτή.

Ωστόσο, οι συγκεκριμένοι εκτονωτές μπορούν να προσαρμοστούν σε υψηλότερους λόγους πίεσης σε σχέση με άλλους τύπους εκτονωτών. Το γεγονός αυτό τους καθιστά ιδανικούς για συστήματα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας με μεγάλους λόγους πίεσης και υψηλές θερμοκρασίες όπως σε μηχανές εσωτερικής καύσης.

1.7.2.3 ΕΛΙΚΟΙΔΕΙΣ ΚΟΧΛΙΟΕΙΔΕΙΣ ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ

Οι ελικοειδείς εκτονωτές έχουν χρησιμοποιηθεί σε εγκαταστάσεις ORC, ειδικά για τις εφαρμογές γεωθερμίας και ανάκτησης θερμότητας αποβλήτων [23]. Ο εκτονωτής αποτελείται από ένα ζεύγος συνεργαζόμενων ελικοειδών δρομέων, ενός αρσενικού και ενός θηλυκού ρότορα, που εμπεριέχεται σε ένα περίβλημα με διάκενο της τάξης των 50μm [39], γεγονός που αυξάνει το κόστος κατασκευής. Οι δύο ρότορες, συνεργάζονται έτσι ώστε κατά την περιστροφή του αρσενικού ρότορα, ο όγκος του εργαζόμενου μέσου που έχει παγιδευτεί αυξάνει, προσδίδοντας έργο στην άτρακτο. Η αρχή λειτουργίας του εκτονωτή φαίνεται στην εικόνα 21.



Εικόνα 20. Κοχλιοειδής εκτόνωση.[45]

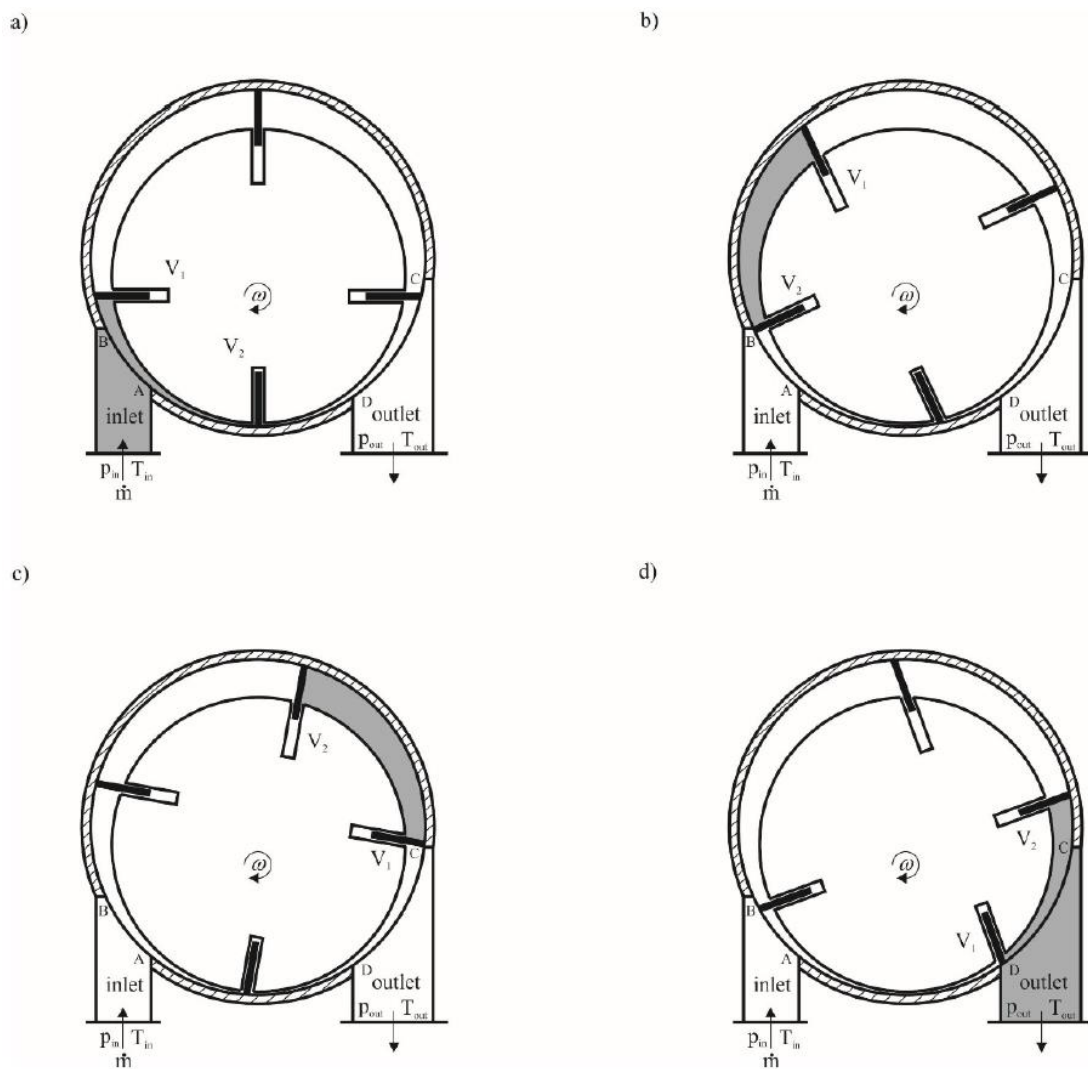
Οι ελικοειδείς εκτονωτές χαρακτηρίζονται από το φαινόμενο ότι η ταχύτητα περιστροφής τους είναι αρκετά μεγαλύτερη από τη συνιστώμενη ταχύτητα περιστροφής των μηχανημάτων με τα οποία βρίσκονται σε σύζευξη όπως για παράδειγμα μια γεννήτρια, με αποτέλεσμα να απαιτείται η χρήση ενδιάμεσων μειωτήρων. Επιπλέον η γραμμή παραγωγής τους απαιτεί υψηλό τεχνολογικό επίπεδο. Η λίπανση είναι ένα σημαντικό ζήτημα σε αυτές της μηχανές και επιλύεται με τη χρήση μείγματος οργανικού μέσου/ελαίου ως εργαζόμενο μέσο[23].



Εικόνα 21. Η αρχή λειτουργίας του ελικοειδούς εκτονωτή.

1.7.2.4 ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΟΙ ΠΤΕΡΥΓΙΟΦΟΡΟΙ ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ (ROTARY VANE)

Ο περιστροφικός πτερυγιοφόρος εκτονωτής αποτελείται από ένα στάτη (κύλινδρο), ένα ρότορα και τέσσερα πτερύγια, όπως φαίνεται στην εικόνα 23. Ο στρόφας τοποθετείται έκκεντρα στο στάτη και έχει ακτινικές αυλακώσεις στις οποίες τοποθετούνται τα πτερύγια. Έτσι, καθώς το εργαζόμενο μέσο εισάγεται στον εκτονωτή μέσω της θύρας εισόδου, ο ρότορας και τα πτερύγια περιστρέφονται και διαμορφώνουν τον θάλαμο εκτόνωσης. Λόγω της συνεχούς περιστροφής η περιοχή του θαλάμου αυξάνεται έως ότου το εργαζόμενο μέσο αρχίσει να ρέει από την θύρα εξόδου. Έπειτα, ο θάλαμος εκτόνωσης αρχίζει να μειώνεται και στο τέλος το πτερύγιο κλείνει το θάλαμο εκτόνωσης. Ο κύκλος ολοκληρώνεται όταν το εργαζόμενο μέσο εισαχθεί ξανά στον θάλαμο έως ότου να επιτευχθεί μια ελάχιστη περιοχή του, όπως φαίνεται στην εικόνα 22. [47]

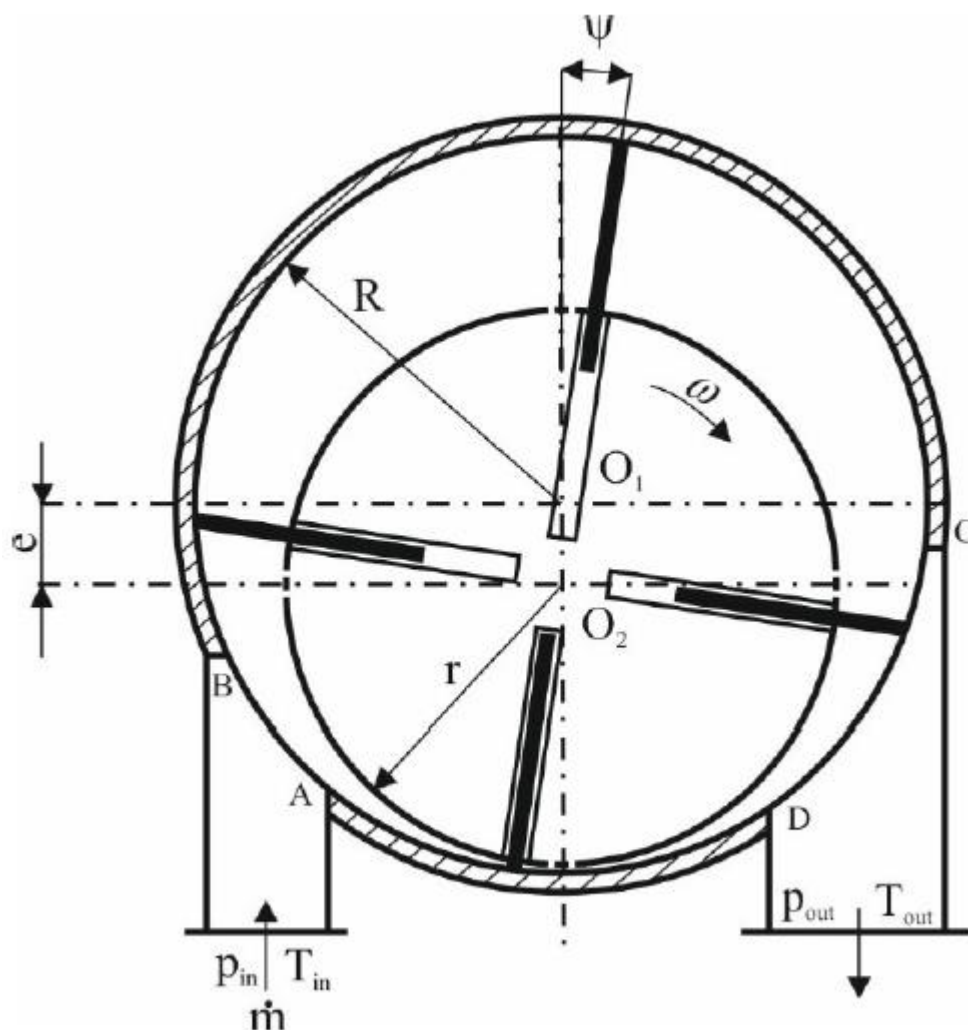


Εικόνα 22. Η διαδικασία εκτόνωσης σε έναν περιστροφικό εκτονωτή. (α) Γέμισμα θαλάμου, (β) Τέλος γεμίσματος θαλάμου και εκτόνωση, (γ) Τέλος εκτόνωσης, (δ) Έξοδος εργαζόμενου μέσου από το θάλαμο. [47]

Οι περιστροφικοί εκτονωτές έχουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον για τα μικρά ηλιακά συστήματα ORC. Σε σύγκριση με τους υπόλοιπους εκτονωτές θετικής εκτόπισης παρουσιάζουν τα εξής πλεονεκτήματα:

- Πολύ απλός σχεδιασμός.
- Υψηλή ισχύς σε σχέση με τις διαστάσεις.
- Συμβατοί σε συνθήκες υγρού αερίου.
- Χαμηλό βάρος.
- Ευκολία στεγανοποίησης.
- Πολύ χαμηλό κόστος.

Γενικά, δεν υπάρχουν περιστροφικοί εκτονωτές ειδικά σχεδιασμένοι για σύζευξη με ORC, ωστόσο ένας τυπικός αεροκινητήρας μπορεί να προσαρμοστεί εύκολα για αυτό το σκοπό. Παρόλα αυτά, και λόγω των πλεονεκτημάτων που αναφέρθηκαν παραπάνω, σχεδιάστηκε και εξετάστηκε ένα μοντέλο εκτονωτή για την συγκεκριμένη εφαρμογή και μοντελοποιήθηκε στην ανάλυση παρακάτω.[48] Η μαθηματική περιγραφή του περιστροφικού εκτονωτή αναπτύσσεται σε επόμενη παράγραφο.



Εικόνα 23. Απεικόνιση του περιστροφικού εκτονωτή.[47]

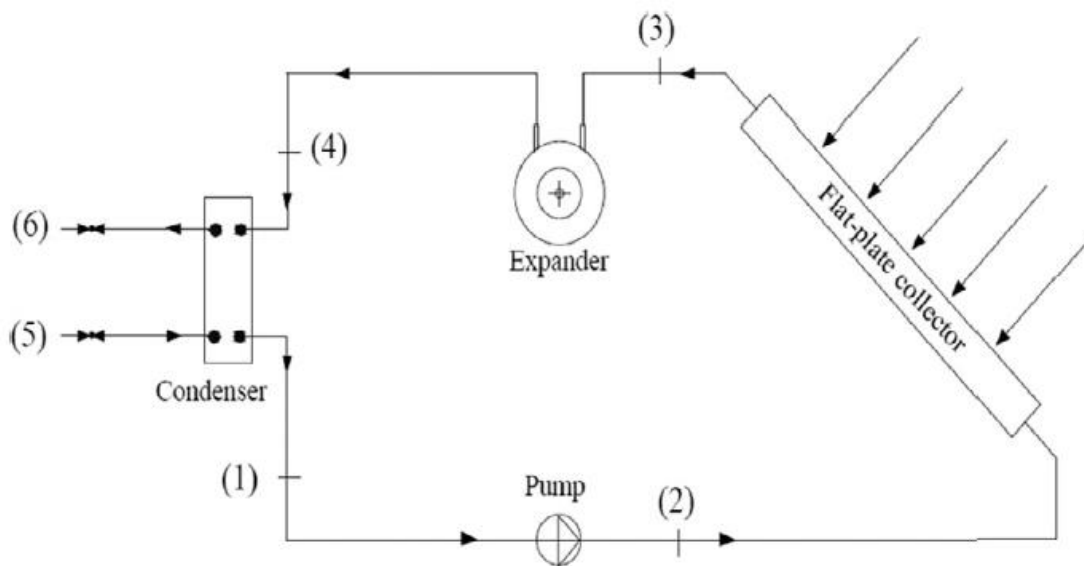
2. ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Nomenclature	
A	area, m ²
Bo	boiling number
C	constant
C_b	bond conductance
C_p	specific heat, J/kg K
Co	convection number
d	radius of the stator to the centre of the rotor
D	diameter, m
e	eccentricity, m
f	friction factor
F	fin efficiency
F	collector efficiency factor
F_R	heat removal factor
Fr	Froude number
G	mass flux, kg/m ² s
h_{sp}	single phase heat transfer coefficient, W/m ² K
h_{tp}	two phase heat transfer coefficient, W/m ² K
$h_{nc,B}$	nucleate boiling factor
$h_{c,B}$	convective boiling factor
h	enthalpy, J/kg
h_g	heat of vaporisation, J/kg
k	thermal conductivity, W/m K
k_{ratio}	heat capacity ratio
\dot{m}	mass flow rate, kg/s
M	molecular weight, g/mol
N	dimensionless parameter
n	number of vanes
Nu	Nusselt number
ORC	organic Rankine cycle
P	Pressure, bar
PR	pressure ratio
Pr	Prandtl number
r	radius, m
$r_{v,built-in}$	built-in ratio of the expander
Re	Reynolds number
S	solar radiation, W/m ²
T	temperature, °C
U	heat loss coefficient, W/m ² K
\dot{Q}	heat, W
v	velocity, m/s
V	volume, m ³
W	tube spacing
\dot{W}	work, kW
x	vapour quality
col	collector
$cond$	condensation
$crit$	critical
cw	cooling water
cyc	cycle
dsg	designed
$evap$	evaporation
exh	exhaust
exp	expander
f	fluid
g	vapour
i	inner
in	inlet, incoming
int	intake
is	isentropic
l	liquid
lat	latent
max	maximum
mec	mechanical
nbp	normal boiling point
o	outer
out	outlet
ov	over
p	plate
pp	pinch point
rot	rotor
s	isentropic
snb	sensible
sp	single phase
$stat$	stator
t	top
tp	two phase
T	total
u	useful
ud	under
wf	working fluid
<i>Greek symbols</i>	
ν	kinematic viscosity, m ² /s
v	specific volume, m ³ /kg
ϕ	heat flux, W/m ²
ρ	density, kg/m ³
γ	angle between the vanes, deg
θ	angle of a specific vane from the origin
<i>Subscripts</i>	
a	ambient

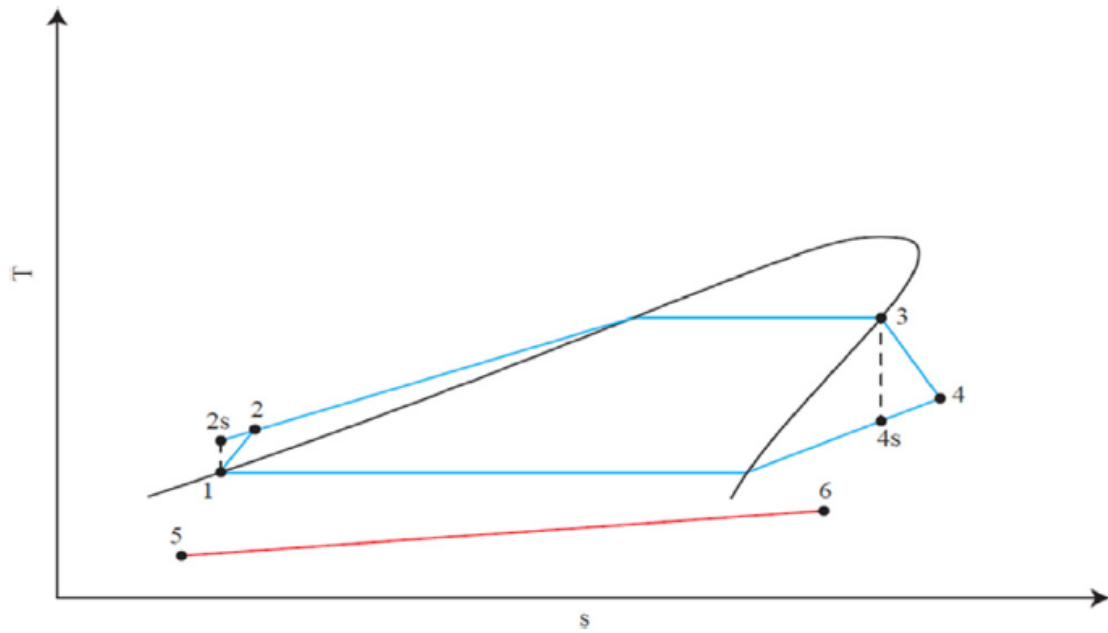
2.1 ΗΛΙΑΚΟΣ ΟΡΓΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE

Στην παρούσα εργασία θα χρησιμοποιηθεί μικρής κλίμακας ηλιακός οργανικός κύκλος Rankine, ο οποίος αποτελείται από έναν ηλιακό συλλέκτη, μια αντλία, ένα συμπυκνωτή και έναν εκτονωτή (Εικ. 24). Στο εξεταζόμενο σύστημα ο ηλιακός συλλέκτης χρησιμοποιείται ως ατμοποιητής του κύκλου, ο οποίος δημιουργεί απευθείας ατμό υπό πίεση. Αυτή η διαμόρφωση ονομάζεται «άμεση παραγωγή ατμού» (DVG) και όπως αναφέρεται και στο κεφάλαιο 1, επιλέχθηκε καθώς έχει το πλεονέκτημα ότι εξαλείφονται τυχόν απώλειες θερμότητας και μειώνεται το κόστος, καθώς δεν απαιτείται η χρήση επιπλέον εναλλάκτη.

Όπως φαίνεται στην εικόνα 24, το εργαζόμενο μέσο συμπιέζεται από την αντλία και στη συνέχεια προωθείται στον ηλιακό συλλέκτη (1→2). Στον συλλέκτη, η ηλιακή ακτινοβολία μετατρέπεται θερμική ενέργεια και αυτή μεταφέρεται στο ρευστό. Το ρευστό προθερμαίνεται και εξατμίζεται εντός του σωλήνα συλλογής (2→3). Στη συνέχεια, ο κορεσμένος ατμός υψηλής πίεσης φτάνει στον εκτονωτή και παράγεται μηχανική ενέργεια από την εκτόνωσή του (3→4). Στο συμπυκνωτή, οι ατμοί χαμηλής πίεσης που προέρχονται από τον εκτονωτή συμπυκνώνονται σε κορεσμένο υγρό υπό σταθερή πίεση (4→1). Το εργαζόμενο μέσο ψύχεται με χρήση ψυχρού νερού το οποίο διαρρέει τον συμπυκνωτή (5→6). Τέλος, το ρευστό αντλείται πίσω στον ηλιακό συλλέκτη για να ξεκινήσει ένα νέο κύκλο (1→2). Το θερμοδυναμικό του κύκλου σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) απεικονίζεται στην εικόνα 25.



Εικόνα 24. Σχηματική απεικόνιση του εξεταζόμενου κύκλου ORC.



Εικόνα 25. Τυπική απεικόνιση διαγράμματος T-s για κορεσμένο ORC (για HFE 7000).

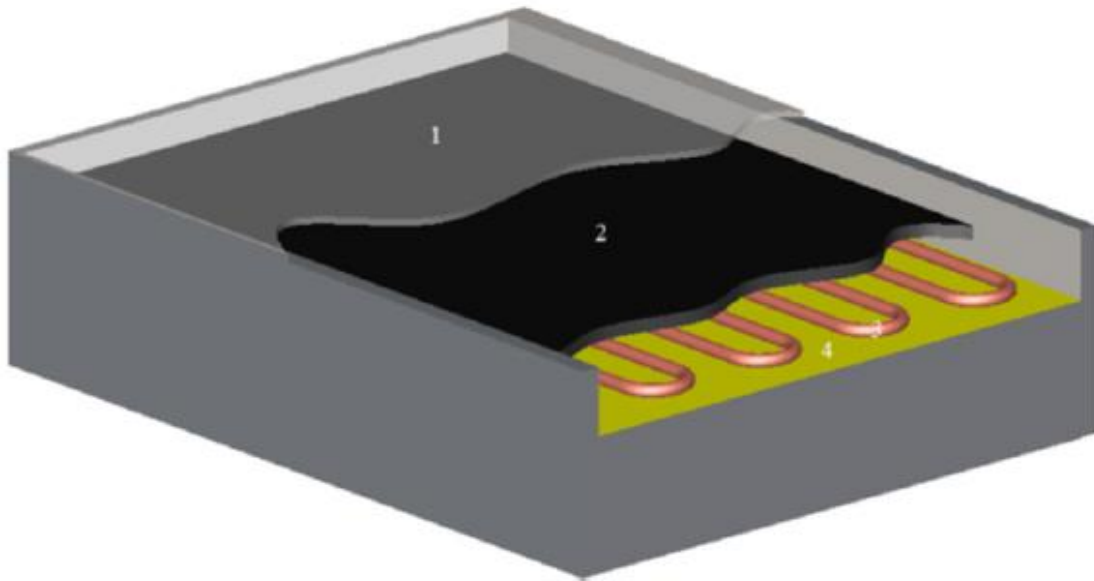
2.1.1 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ

Για κάθε συνιστώσα του συστήματος που θα εξεταστεί έγιναν οι ακόλουθες παραδοχές:

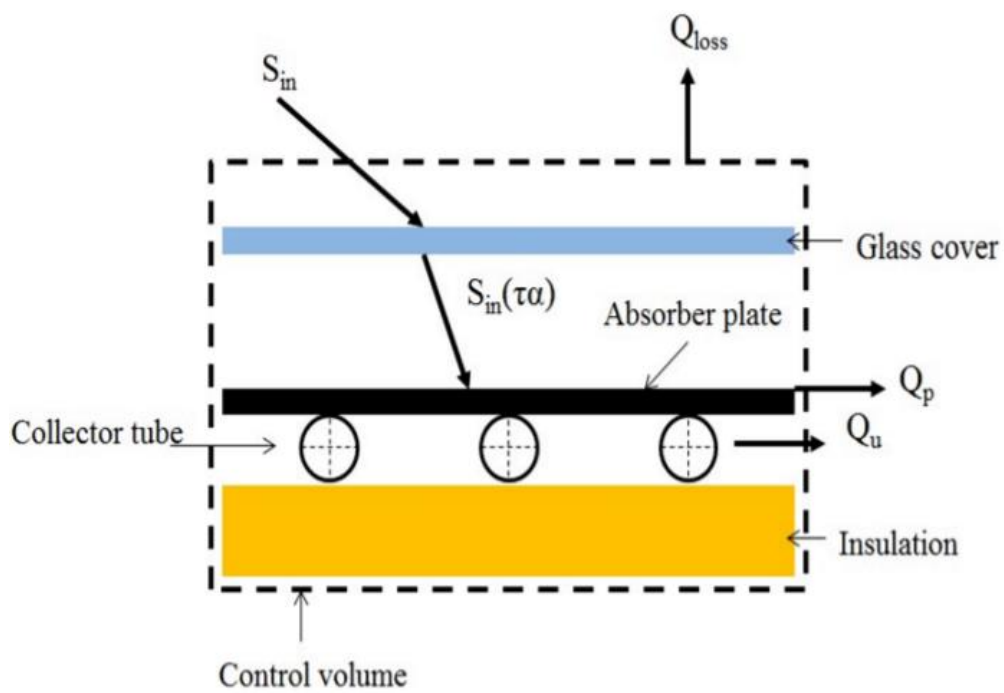
- Το σύστημα είναι ευσταθούς λειτουργίας
- Η πτώση πίεσης στον ηλιακό συλλέκτη, τον συμπυκνωτή και τους αγωγούς έχει αμεληθεί.

2.2 ΕΠΙΠΕΔΟΣ ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ

Το μοντέλο του επίπεδου ηλιακού συλλέκτη που θα μελετηθεί , έχει εξετασθεί προηγουμένως στην δημοσίευση [49]. Ο ηλιακός συλλέκτης αποτελείται από ένα γυάλινο κάλυμμα (1), μια πλάκα απορρόφησης (2), σωλήνα χαλκού (3) και μόνωση (4) μόνωση στο πίσω μέρος και τις άκρες του συλλέκτη, όπως φαίνεται στην εικόνα 26.



Εικόνα 26. Σχηματική απεικόνιση του ηλιακού συλλέκτη (serpentine tube flat plate collector) [49]



Εικόνα 27. Τομή επίπεδου συλλέκτη.

2.2.1 ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗ

Για τη διεξαγωγή αυτής της προσομοίωσης χρησιμοποιήθηκε επίπεδος ηλιακός συλλέκτης ελικοειδούς τύπου. Το κάλυμμα (1) με πάχος 3 mm χρησιμοποιείται για τη μείωση τόσο της ακτινοβολίας όσο και των απωλειών μεταφοράς από τον συλλέκτη. Ο απορροφητής (2) είναι ένα ανοξειδωτο φύλλο, του οποίου η επιφάνεια έχει το σκούρο χρώμα για την υψηλή απορρόφηση. Το πάχος της πλάκας απορρόφησης είναι 1 mm. Το ρευστό κυκλοφορεί στους σωλήνες χαλκού (3) όπου η θερμότητα μεταφέρεται από τον απορροφητή στο εργαζόμενο μέσο. Οι απώλειες λόγω αγωγιμότητας από το πίσω μέρος και τις ακμές του συλλέκτη περιορίζονται χάρις τη μόνωση (4). [49]

Πίνακας 4 Προδιαγραφές επίπεδου ηλιακού συλλέκτη.

ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΣ	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΜΟΝΑΔΑ ΜΕΤΡΗΣΗΣ	ΤΙΜΗ
Επιφάνεια συλλέκτη	A_p	m^2	6.96
Διαστάσεις συλλέκτη		$m \cdot m$	2.9 · 2.4
Απόσταση μεταξύ των σωλήνων	W	m	0.01
Κλίση συλλέκτη	s	$^\circ$	38
Συντελεστής εκπομπής της επιφάνειας του απορροφητήρα	ϵ_p	-	0.1
Συντελεστής εκπομπής της επιφάνειας του γυαλιού	ϵ_g	-	0.88
Θερμική αγωγιμότητα πλάκας απορρόφησης	k	$W/m K$	50
Πάχος καλύμματος	$b1$	m	0.003
Πάχος πλάκας απορρόφησης	$b2$	m	0.001
Μήκος σωλήνα	L_{tube}	m	56
Εσωτερική διάμετρος σωλήνα	D_i	m	0.008
Εξωτερική διάμετρος σωλήνα	D_o	m	0.01
Γινόμενο συντελεστή διαπερατότητας του καλύμματος επί το συντελεστή απορροφητικότητας της πλάκας	($\tau\alpha$)	-	0.81
Θερμοδυναμική σύσταση ατμού	x	%	50
Πάχος μόνωσης συλλέκτη	L_{ins}	m	0.02
Θερμική αγωγιμότητα μόνωσης	k_{ins}	$W/m K$	0.038

2.2.2 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ

Για τον επίπεδο ηλιακό συλλέκτη έγιναν οι εξής παραδοχές:

- Συνθήκες ευσταθούς κατάστασης.
- Οι θερμικές ιδιότητες και ιδιότητες ακτινοβολίας για την απορροφητική πλάκα και το γυαλί είναι σταθερές και ανεξάρτητες της θερμοκρασίας.
- Λαμβάνονται υπόψιν συνθήκες θερμότητας ανηγμένες στην επιφάνεια, αντί για συνθήκες θερμοκρασίας τοιχώματος.
- Οι επιδράσεις των περιοχών εισόδου αμελούνται ($L_{tube}/D=7000$).
- Το ρευστό υφίσταται μια αλλαγή φάσης καθώς η μέση θερμοκρασία του φτάνει την θερμοκρασία βρασμού του στην καθορισμένη πίεση.
- Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και την ενιαία και την πολλαπλή φάση του ρευστού ποικίλει κατά μήκος του σωλήνα.
- Ο ελικοειδής σωλήνας (Serpentine tube) θεωρείται ως ένας επίπεδος σωλήνας για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας τόσο για την ενιαία όσο και για την πολλαπλή φάση του ρευστού. [49]
- Οι απώλειες θερμότητας στα άκρα του συλλέκτη αμελούνται. [48]

2.2.3 ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΤΕΚΜΗΡΙΩΣΗ

Καθώς η εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία περνά από το γυάλινο κάλυμμα (1), μέρος της θερμότητας χάνεται στην ατμόσφαιρα και το υπόλοιπο απορροφάται από την πλάκα απορρόφησης (2). Η ηλιακή ενέργεια πάνω στην επιφάνεια του απορροφητή υπολογίζεται από τη σχέση:

$\dot{Q}_p = A_p [S_{in}(\tau\alpha) - U_T(T_p - T_a)]$	[W]	2.1
---	-----	-----

Όπου, A_p είναι η επιφάνεια του συλλέκτη, S_{in} είναι η εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία στον συλλέκτη και το $(\tau\alpha)$ είναι το γινόμενο συντελεστή διαπερατότητας του καλύμματος επί το συντελεστή απορροφητικότητας της πλάκας του ηλιακού συλλέκτη (transmittance – absorbance product). Η μεταβλητή U_T αντιπροσωπεύει τον συντελεστή ολικών απωλειών και οι μεταβλητές T_p και T_a αντιπροσωπεύουν την θερμοκρασία της πλάκας και του περιβάλλοντος αντίστοιχα.

Σε έναν ηλιακό συλλέκτη εντοπίζονται δύο τύποι απωλειών, οι οπτικές και οι θερμικές απώλειες αντίστοιχα. Οι οπτικές απώλειες αντιστοιχούν στο γινόμενο $S_{in}(\tau\alpha)$. Οι θερμικές απώλειες μπορούν να χωριστούν σε τρία μέρη, τα οποία είναι οι απώλειες κορυφής U_{TOP} , οι απώλειες πυθμένα U_{BACK} και οι πλευρικές θερμικές απώλειες του συλλέκτη U_{EDGE} , εκ των οποίων οι τελευταίες αμελήθηκαν. Ο συντελεστής ολικών απωλειών U_T προκύπτει από το άθροισμα των απωλειών της πάνω και της κάτω επιφάνειας του συλλέκτη.

$U_T = U_{TOP} + U_{BACK}$	[W/m ² °C]	2.2
----------------------------	-----------------------	-----

Οι απώλειες κορυφής υπολογίζονται σύμφωνα με τους J. A. Duffie and W. A. Beckman [50] από την παρακάτω σχέση:

$U_{TOP} = \left[\frac{N}{\left(\frac{C}{T_p}\right) \left(\frac{T_p - T_a}{N + f}\right)^e} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{(\varepsilon_p + 0.00592 N h_w)^{-1} + \left[\frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_g} \right] - N}$	[W/m ² K]	2.3
--	----------------------	-----

Όπου, N ο αριθμός των γυάλινων καλυμμάτων, ε_p ο συντελεστής εκπομπής της επιφάνειας του απορροφητήρα, ε_g ο συντελεστής εκπομπής της επιφάνειας του γυαλιού, $\sigma=5.670367 \cdot 10^{-8}$ [W/m²/K⁴] η σταθερά Stefan-Boltzmann, $s[^\circ]$ η γωνιακή κλίση του συλλέκτη, h_w [W/m²/K] ο συντελεστής συναγωγής του εξωτερικού καλύμματος με τον αέρα, και οι υπόλοιπες μεταβλητές υπολογίζονται από τις σχέσεις παρακάτω [50]

$h_w = 2.8 + 3u_{air}$,Duffie et al,1991	[W/m ² K]	2.3.1
---	----------------------	-------

$f = (1 + 0.089 h_w - 0.1166 h_w \varepsilon_p)(1 + 0.07866 N)$	[W/m ² K]	2.3.2
---	----------------------	-------

$C = 520(1 - 0.000051s^2)$, για $0^\circ < s < 70^\circ$ για $70^\circ < s < 90^\circ$ παίρνω $s = 70^\circ$	[]	2.3.3
--	-----	-------

$e = 0.430\left(1 - \frac{100}{T_p}\right)$	[K ⁻¹]	2.3.4
---	--------------------	-------

Οι απώλειες πυθμένα του συλλέκτη επηρεάζονται από τις διαστάσεις και τα χαρακτηριστικά της μόνωσης επομένως:

$U_{BACK} = \frac{k_{ins}}{L_{ins}}$	[W/m ² K]	2.4
--------------------------------------	----------------------	-----

Όπου, k_{ins} η θερμική αγωγιμότητα της μόνωσης και L_{ins} το πάχος της [49].

Στη συνέχεια, η ηλιακή ενέργεια που έχει απορροφηθεί από την πλάκα του συλλέκτη (2) μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο καθώς αυτό διαρρέει τον αγωγό (3). Το μέγεθος αυτό ονομάζεται «ωφέλιμο ενεργειακό κέρδος» του ρευστού και εκτιμάται από τη σχέση:

$\dot{Q}_u = A_p F_R [S_{in}(\tau\alpha) - U_T(T_{f,in} - T_a)]$	[W]	2.5
--	-----	-----

Όπου, F_R ο συντελεστής θερμικής απολαβής και $T_{f,in}$ η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού.

Ο συντελεστής θερμικής απολαβής υπολογίζεται από τη σχέση:

$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_p U_T} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_p U_T F'}{\dot{m}C_p} \right) \right]$	[]	2.6
---	-----	-----

Ο συντελεστής απόδοσης του συλλέκτη F' υπολογίζεται από τη σχέση:

$F' = \frac{U_T^{-1}}{W[U_T(D_o + (W - D_o)F)^{-1} + C_b^{-1} + (\pi D_i h_f)^{-1}]}$	[]	2.7
---	-----	-----

Όπου, W η απόσταση μεταξύ των σωλήνων, D_o και D_i η εξωτερική και η εσωτερική διάμετρος αντίστοιχα. Η μεταβλητή C_b αντιπροσωπεύει την αγωγιμότητα των ενώσεων και έχει αμεληθεί σε αυτόν τον υπολογισμό (1/C_b=0).

Ο συντελεστής θερμικής απομάκρυνσης συλλέκτη F υπολογίζεται από τη σχέση:

$F = \frac{\tanh \left[m \left(W - \frac{D_o}{2} \right) \right]}{m \left(W - \frac{D_o}{2} \right)}, \text{ όπου } m = \sqrt{\frac{U_T}{k \cdot \delta}}$	[]	2.8
---	-----	-----

Παραπάνω, η μεταβλητή h_f αντιστοιχεί στο συντελεστή συναγωγής του εργαζόμενου μέσου εντός του σωλήνα. Όπως προαναφέρθηκε ο ηλιακός συλλέκτης χρησιμοποιείται ως ατμοποιητής με αποτέλεσμα εντός του σωλήνα να πραγματοποιείται η αλλαγή φάσης του υγρού. Επομένως, ο συντελεστής συναγωγής αξιολογείται και για τις δύο φάσεις ξεχωριστά σε αυτή την εργασία.

2.2.4 ΜΟΝΟΦΑΣΙΚΗ ΡΟΗ (SINGLE PHASE FLOW)

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μέσω συναγωγής σε μια μονοφασική ροή για πλήρως ανεπτυγμένη γραμμική ροή και για πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή υπολογίζεται αντίστοιχα ως εξής [51] :

Ο αριθμός Reynolds υπολογίζεται από τη σχέση:

$Re = \frac{VD_i}{\nu}$	[]	2.9
-------------------------	-----	-----

Ο αριθμός Prandtl υπολογίζεται από τη σχέση:

$Pr = \frac{\rho_l \nu C_p}{k}$	[]	2.10
---------------------------------	-----	------

Όπου, V[m³/s] η ταχύτητα του ρευστού, ν[m²/s] η κινηματική συνεκτικότητα, ρ η πυκνότητα του ρευστού, C_p [J/kg/K] η ειδική θερμοχωρητικότητα και k η θερμική αγωγιμότητα.

Ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται ως εξής:

$Nu = 4.36$, όταν $Re < 2300$	[]	2.11
--------------------------------	-----	------

$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \frac{2}{3} (Pr - 1)}$ <p>όταν $3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$ και $0.5 < Pr < 2000$</p>	[]	2.12
---	-----	------

Όπου,

$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$	[W/m ² K]	2.13
----------------------------------	----------------------	------

Συνεπώς, ο συντελεστής συναγωγής για τη μονοφασική ροή ισούται με:

$h_{sp} = Nu \frac{k_l}{D_i}$	[W/m ² K]	2.13
-------------------------------	----------------------	------

2.2.5 ΔΙΦΑΣΙΚΗ ΡΟΗ (TWO-PHASE FLOW)

Το μοντέλο υπολογισμού του συντελεστή διφασικής ροής βασίστηκε στο μοντέλο κατά Shah [52]. Το μοντέλο αποτελείται από δύο ξεχωριστούς μηχανισμούς βρασμού και βασίζεται στον υπολογισμό μιας σειράς αδιάστατων παραμέτρων.

Αρχικά, υπολογίζεται ο αριθμός Froude από τη σχέση:

$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot 9.81 \cdot D_i}$	[]	2.14
--	-----	------

Όπου, G[kg/m²/s] η ολική μάζα ανηγμένη στην επιφάνεια.

Ο αριθμός μεταφοράς (Convection number) ισούται με:

$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}$	[]	2.15
--	-----	------

Όπου x η θερμοδυναμική ποιότητα του ατμού.

Έπειτα, καθορίζεται η τιμή της αδιάστατης μεταβλητής N:

$N = Co$, αν $Fr_l > 0.04$	[]	2.16
$N = 0.38 Fr_l^{-0.3} Co$, αν $Fr_l < 0.04$		

Ο αριθμός βρασμού (Boiling number) υπολογίζεται από τη σχέση:

$Bo = \frac{\Phi}{G h_{fg}}$	[]	2.17
------------------------------	-----	------

Όπου Φ [W/m²] η θερμότητα ανηγμένη στην επιφάνεια και h_{fg} η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης.

Και στη συνέχεια καθορίζεται η τιμή της αδιάστατης μεταβλητής C:

$C = 14.7$, αν $Bo > 0.0011$	[]	2.18
$C = 15.43$, αν $Bo < 0.0011$		

Ο συντελεστής συναγωγής της υγρής φάσης υπολογίζεται κατά τους Dittus-Boelter από τη σχέση:

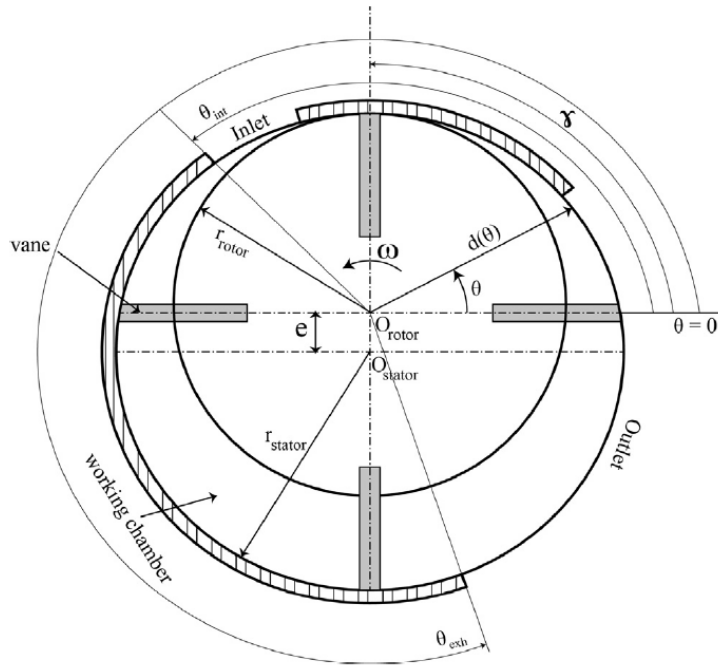
$h_l = 0.023 \left[\frac{G D_i (1-x)}{\mu_l} \right]^{0.8} \frac{Pr^{0.4} k_l}{D_i}$	[W/m ² K]	2.19
---	----------------------	------

Για τους δύο μηχανισμούς υπολογίζεται παρακάτω ο συντελεστής συναγωγής διφασικής ροής. Στο τέλος αυτής της διαδικασίας επιλέγεται ο συντελεστής με τη μεγαλύτερη τιμή.

<i>Περίπτωση 1: $N > 1$</i>		
$h_{nc,B} = (230Bo^{0.5})h_l$, για $Bo > 0.0003$	[W/m ² K]	2.20a
$h_{nc,B} = (1 + 46Bo^{0.5})h_l$, για $Bo < 0.0003$	[W/m ² K]	2.20b
$h_{c,B} = (1.8N^{0.8})h_l$, για $Bo > 0.0003$	[W/m ² K]	2.20c
<i>Περίπτωση 2: $1 > N > 0.1$</i>		
$h_{nc,B} = (CB0^{0.5}) \exp(2.74N^{-0.1}) h_l$	[W/m ² K]	2.21a
$h_{n,B} = (1.8Bo^{0.8})h_l$	[W/m ² K]	2.21b
<i>Περίπτωση 3: $N < 0.1$</i>		
$h_{nc,B} = (CB0^{0.5}) \exp(2.47N^{-0.15}) h_l$	[W/m ² K]	2.22a
$h_{c,B} = (1.8N^{0.8})h_l$, για $Bo > 0.0003$	[W/m ² K]	2.22b

2.3 ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ

Ο εκτονωτής που έχει μοντελοποιηθεί μαθηματικά στην παρούσα εργασία, εξετάστηκε πειραματικά σε ηλιακό οργανικό κύκλο Rankine μικρής κλίμακας με εργαζόμενο μέσο την ψυκτική ουσία HFE 7000 στο [53]. Η μαθηματική μοντελοποίηση αποτελείται από δύο μέρη, τα οποία είναι η γεωμετρική και η θερμοδυναμική ανάλυση αντίστοιχα. Το πρώτο αναπτύσσεται προκειμένου να καθοριστούν τα χαρακτηριστικά σχεδίασης και ο «κατασκευαστικός λόγος όγκου» (built-in volume ratio $r_{v,in}$) του εκτονωτή, ενώ το δεύτερο μέρος της ανάλυσης αναπτύσσεται για να αξιολογηθεί η επίδραση των συνθηκών λειτουργίας στο σύστημα.



Εικόνα 28. Απεικόνιση περυγιοφόρου εκτονωτή.[48]

Για να εκτιμηθεί ο όγκος του θαλάμου εργασίας ως συνάρτηση της γωνιακής μετατόπισης, αρχικά η ακτίνα του στάτη ως προς το κέντρο του ρότορα υπολογίζεται από τη σχέση 2.23:

$d(\theta) = -e \cdot \sin(\theta) + \sqrt{(r_{stat})^2 - (e \cdot \cos(\theta))^2}$	[°]	2.23
--	-----	------

Η επιφάνεια του θαλάμου εργασίας μπορεί να υπολογιστεί είναι οι γνωστοί οι εξής γεωμετρικοί παράγοντες, οι οποίοι δίνονται στον πίνακα 5: η ακτίνα του στάτη (r_{stat}), η ακτίνα του ρότορα (r_{rot}), η εκκεντρότητα (e) και ο αριθμός των περυγίων (n).

$A(\theta) = \frac{1}{2} \int_{\theta}^{\theta + \frac{2\pi}{n}} (d^2 - r_{rot}^2) d\theta$	[m ²]	2.24
---	-------------------	------

Συνεπώς, ο όγκος του θαλάμου εργασίας προκύπτει από τη σχέση:

$V(\theta) = A \cdot L_{stat}$	[m ³]	2.25
--------------------------------	-------------------	------

Ο κατασκευαστικός λόγος όγκου του εκτονωτή μπορεί να οριστεί ως ο λόγος μεταξύ του όγκου εργασίας στο τέλος προς αυτόν στην αρχή της διεργασίας εκτόνωσης. Ο όγκος του θαλάμου μπορεί να υπολογιστεί αν εισάγουμε την γωνία εισόδου (θ_{int}) και την γωνία εξόδου (θ_{exh}) στις εξισώσεις (2.24) και (2.25). Επομένως, ο κατασκευαστικός λόγος όγκου του εκτονωτή προκύπτει:

$r_{v,built-in} = \frac{V_{out}}{V_{in}}$	[]	2.26
---	----	------

Έπειτα, ο ιδανικός λόγος πίεσης δίνεται από τη σχέση[54]:

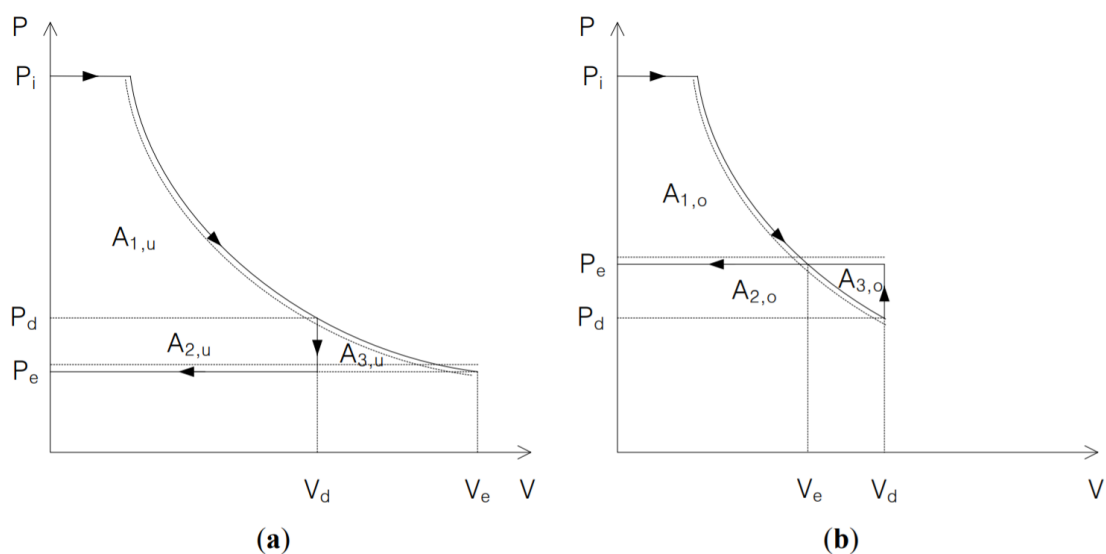
$PR_{dsq} = \frac{P_{exp,in}}{P_{exp,out,dsq}} = (r_{v,built-in})^{k_{ratio}}$	[]	2.27
--	----	------

Όπου, k ο συντελεστής αδιαβατικής μεταβολής του ρευστού.

Κατά τη διάρκεια της διαδικασίας της εκτόνωσης, η υπο-εκτόνωση προκύπτει εάν ο σχεδιασμένος λόγος πίεσης του εκτονωτή είναι χαμηλότερος από τον λόγο πίεσης που επιβάλλεται στο σύστημα, ενώ η υπερ-εκτόνωση προκύπτει όταν ο σχεδιασμένος λόγος πίεσης είναι υψηλότερος από τον λόγο πίεσης του συστήματος. Ο λόγος πίεσης λειτουργίας του συστήματος είναι ο λόγος της πίεσης εισόδου στον εκτονωτή προς την πίεση εξόδου.

$PR_{cyc} = \frac{P_{exp,in}}{P_{exp,out}}$	[]	2.28
---	----	------

Η εικόνα 29 φαίνεται η διαδικασία ισεντροπικής εκτόνωσης σε διάγραμμα πίεσης-όγκου P-V για τις δύο περιπτώσεις, της υπο-εκτόνωσης και της υπερ-εκτόνωσης.[55]



Εικόνα 29. Ισεντροπική εκτόνωση: (α) υπό-εκτόνωση (β) υπέρ-εκτόνωση. [55]

2.3.1 ΥΠΟ-ΕΚΤΟΝΩΣΗ

Η παραγόμενη ισχύς εκτόνωσης δίνεται από τη σχέση:

$ \begin{aligned} \dot{W}_{exp,u} &= A_{u,1} + A_{u,2} \\ &= \dot{m}_{wf} \\ &\cdot \left((h_{exp,in} - h_{exp,out,dsg,is}) \right. \\ &\left. + (v_{exp,out,dsg,is} \cdot (P_{exp,out,dsg} - P_{exp,out})) \right) \cdot \eta_{mec} \end{aligned} $	[Watt]	2.29
--	--------	------

Ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή δίνεται από τη σχέση:

$ \eta_{exp,u} = \frac{\dot{W}_{exp,u}}{\dot{m}_{wf}(h_{exp,in} - h_{exp,out,is})} $	[]	2.30
--	-----	------

2.3.2 ΥΠΕΡ-ΕΚΤΟΝΩΣΗ

Η παραγόμενη ισχύς εκτόνωσης δίνεται από τη σχέση:

$ \begin{aligned} \dot{W}_{exp,o} &= (A_{o,1} + A_{o,2}) - (A_{o,2} + A_{o,3}) \\ &= \dot{m}_{wf} \\ &\cdot \left((h_{exp,in} - h_{exp,out,dsg,is}) \right. \\ &\left. + (v_{exp,out,dsg,is} \cdot (P_{exp,out,dsg} - P_{exp,out})) \right) \cdot \eta_{mec} \end{aligned} $	[Watt]	2.31
--	--------	------

Ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή δίνεται από τη σχέση:

$ \eta_{exp,o} = \frac{\dot{W}_{exp,o}}{\dot{m}_{wf}(h_{exp,in} - h_{exp,out,is})} $	[]	2.32
--	-----	------

Στις σχέσεις (2.29) και (2.31) , οι ενθαλπίες $h_{exp,in}$ και $h_{exp,out,dsg,is}$ αντιπροσωπεύουν την ενθαλπία εισόδου στον εκτονωτή και την ισεντροπική σχεδιασμένη ενθαλπία εξόδου αντίστοιχα. Οι πιέσεις $P_{exp,out,dsg}$ και $P_{exp,out}$ είναι η σχεδιασμένη πίεση εξόδου και η πίεση εξόδου λειτουργίας του συστήματος αντίστοιχα. Οι μεταβλητές $v_{exp,out,dsg,is}$ και η_{mec} αφορούν τον ειδικό ισεντροπικό σχεδιασμένο όγκο εξόδου του εκτονωτή και τον μηχανικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή αντίστοιχα. Στον πίνακα 5 φαίνονται οι προδιαγραφές του εκτονωτή.

Πίνακας 5. Προδιαγραφές περιστροφικού πτερυγοφόρου εκτονωτή.

ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΣ	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΜΟΝΑΔΑ ΜΕΤΡΗΣΗΣ	ΤΙΜΗ
Αριθμός πτερυγίων	n	-	4
Μηχανικός βαθμός απόδοσης	η_{mec}	%	70
Ακτίνα ρότορα	r_{rot}	m	0.05
Ακτίνα στάτη	r_{stat}	m	0.2
Εκκεντρότητα	e	m	0.18
Γωνία εισόδου [54]	θ_{int}	°	135.22
Γωνία εξόδου	θ_{exh}	°	292.50

2.4 ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ

Ο συμπυκνωτής στην παρούσα εργασία είναι ένας υδρόψυκτος εναλλάκτης στον οποίο ψυχρό νερό χρησιμοποιείται για να συμπυκνωθεί το εργαζόμενο μέσο στις επιθυμητές συνθήκες. Ο συμπυκνωτής διαιρείται σε δύο μέρη κατά τη διάρκεια της ανάλυσης, τα οποία είναι η απόρριψη αισθητής θερμότητας και η απόρριψη λανθάνουσας θερμότητας. Όπως προαναφέρθηκε το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται από το συμπυκνωτή σε κατάσταση κορεσμένου νερού και σε αντίστοιχη θερμοκρασία. Το ολικό ποσό θερμότητας συμπύκνωσης μπορεί να υπολογιστεί ως το άθροισμα της αισθητής ($Q_{s,cond}$) και της λανθάνουσας ($Q_{l,cond}$) θερμότητας που μεταφέρεται από το εργαζόμενο μέσο στον συμπυκνωτή.

$Q_{cond} = \dot{m}_{wf} (h_{exp,out} - h_{s,cond}) + \dot{m}_{wf} (h_{s,cond} - h_{l,cond})$	[Watt]	2.33
---	--------	------

Ο πρώτος και ο δεύτερος όρος της εξίσωσης (2.33) αντιπροσωπεύουν την αισθητή και τη λανθάνουσα θερμότητα που απορρίπτεται.

Στη μοντελοποίηση του συμπυκνωτή επιβάλλεται η θερμοκρασιακή διαφορά pinch ΔT_{pp} , που είναι η ελάχιστη διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου και της θερμοκρασίας του νερού ψύξης, όπως φαίνεται και στην εικόνα 30. Το σημείο pinch (σημείο pp) εντοπίζεται όταν το εργαζόμενο μέσο αρχίσει να συμπυκνώνεται και αυτή η θερμοκρασιακή διαφορά ορίζεται ίση με 5°C.

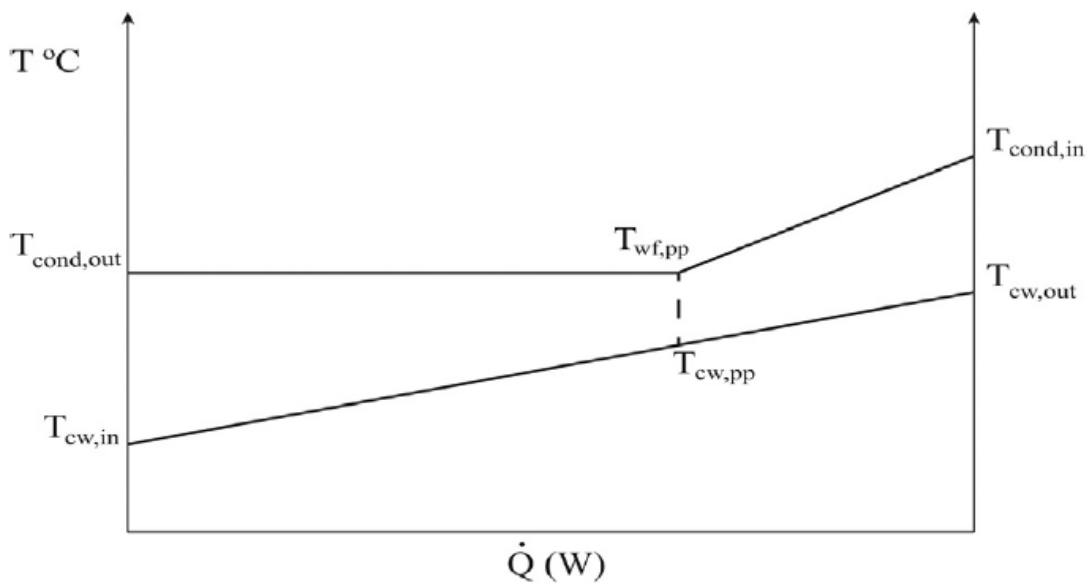
$T_{cond} - T_{cw,pp} \geq \Delta T_{pp}$	[]	2.34
---	-----	------

Η λανθάνουσα θερμότητα που απορρίπτεται αντιπροσωπεύει την αλλαγή της ενθαλπίας του εργαζόμενου ρευστού από το σημείο pp μέχρι το τέλος της συμπύκνωσης. Η λανθάνουσα θερμότητα ισούται με το ποσό θερμότητας που απαιτείται για την αύξηση της θερμοκρασίας του ψυχρού νερού από τη θερμοκρασία εισόδου μέχρι την θερμοκρασία στο σημείο pinch.

$m_{wf}(h_{s,cond} - h_{l,cond}) = m_{cw}C_{p,cw}(T_{cw,pp} - T_{cw,in})$	[]	2.35
---	-----	------

Καθώς η θερμοκρασία συμπύκνωσης και η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά pinch ορίζονται ίσες με 25°C και 5°C αντίστοιχα, η θερμοκρασία του ψυχρού νερού στο σημείο pp και η παροχή του ψυχρού νερού μπορούν να υπολογιστούν επαναληπτικά χρησιμοποιώντας την εξίσωση (2.35). Έπειτα, η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού νερού δίνεται χρησιμοποιώντας τη σχέση παρακάτω:

$\dot{Q}_{cond} = m_{cw}C_{p,cw}(T_{cw,out} - T_{cw,in})$	[Watt]	2.36
---	--------	------



Εικόνα 30. Απεικόνιση των θερμοκρασιών του συμπυκνωτή και του σημείου pinch.

2.5 ΑΝΤΛΙΑ

Το έργο που καταναλώνεται από την αντλία υπολογίζεται από τη σχέση:

$w_{pump} = \frac{v_{pump,in}(P_{evap} - P_{cond}) \cdot 10^{-3}}{\eta_{pump,is}}$	[KJ/Kg]	2.37
--	---------	------

Όπου $v_{pump,in}$ ο ειδικός όγκος του εργαζόμενου μέσου, P_{evap} και P_{cond} η υψηλή και η χαμηλή πίεση και $\eta_{pump,is}$ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι στην σχέση (2.37) χρησιμοποιείται ο ειδικός όγκος στην είσοδο της αντλίας, αντί για τον μέσο ειδικό όγκο εισόδου και εξόδου δεδομένου ότι η διαφορά τους είναι μικρή.

3. ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ

Το μοντέλο προσομοίωσης αναπτύχθηκε σε περιβάλλον Matlab και αναλύεται η επαναληπτική διαδικασία για τα επιμέρους συστατικά και για ολόκληρο το σύστημα σε αυτό το κεφάλαιο. Το ηλιακό μοντέλο ORC που επιλέχθηκε, εξετάζεται μέσα από υπό-κώδικες που αναπτύσσονται για την προσομοίωση της κάθε συνιστώσας με καθορισμένη είσοδο, έξοδο και σταθερές μεταβλητές. Κάθε στοιχείο υπολογίζει μεταβλητές εξόδου οι οποίες χρησιμοποιούνται ως μεταβλητές εισόδου ενός άλλου στοιχείου, καθώς οι επιμέρους κώδικες συνδέονται μεταξύ τους. Στις προσομοιώσεις, οι προδιαγραφές της κάθε συνιστώσας, η θερμοκρασία συμπύκνωσης, η θερμοκρασία του περιβάλλοντος και της ψύξης του νερού, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας, ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή και η εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία είναι σταθερές μεταβλητές, ενώ ο λόγος πίεσης του κύκλου είναι η μόνη επιλεγμένη μεταβλητή ελέγχου του κύκλου. Οι ιδιότητες του κάθε υγρού λήφθηκαν από το πρόγραμμα Coolprop [56], το οποίο διενεργείται παράλληλα με τον κώδικα στον υπολογιστή. Οι συνθήκες λειτουργίας του συστήματος φαίνονται στον πίνακα 6.

Καθώς η θερμοκρασία συμπύκνωσης ρυθμίζεται σταθερά στους 25°C, μπορεί να προσδιοριστεί η αντίστοιχη πίεση συμπύκνωσης σε κορεσμένες συνθήκες. Ο λόγος πίεσης του συστήματος αντιπροσωπεύει την σχέση μεταξύ της πίεσης εξάτμισης και της πίεσης συμπύκνωσης. Κατά συνέπεια, η υψηλή πίεση του κάθε υγρού σε κορεσμένες συνθήκες καθορίζεται για κάθε λόγο πίεσης.

Αρχικά, λαμβάνονται οι ιδιότητες των ρευστών σε δεδομένες συνθήκες λειτουργίας από το Coolprop. Έπειτα, αφού όλα τα απαραίτητα δεδομένα εισαχθούν στον κώδικα, η προσομοίωση ξεκινά με τον προσδιορισμό του ειδικού έργου της αντλίας χρησιμοποιώντας την παρακάτω εξίσωση:

$w_{pump} = \frac{v_{pump,in}(P_{evap} - P_{cond}) \cdot 10^{-3}}{\eta_{pump,is}}$	[KJ/Kg]	3.1
--	---------	-----

Έτσι, η εισερχόμενη στον συλλέκτη ειδική ενθαλπία μπορεί να υπολογιστεί, εφόσον είναι γνωστά η εισερχόμενη στην αντλία ειδική ενθαλπία και το ειδικό έργο της αντλίας.

$h_{col,in} = (w_{pump} \cdot 10^3) + h_{pump,in}$	[J/Kg]	3.2
--	--------	-----

Σύμφωνα με την υπολογισμένη ειδική ενθαλπία και την πίεση στον ατμοποιητή, προσδιορίζεται η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στον ατμοποιητή και εισάγεται στον κώδικα.

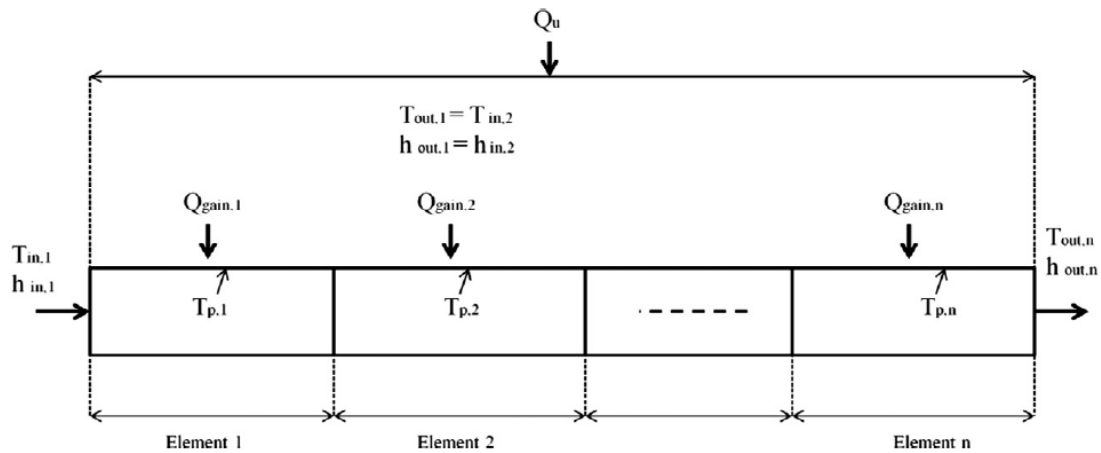
Πίνακας 6. Συνθήκες λειτουργίας για τον κορεσμένο κύκλο ORC

ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΣ	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΜΟΝΑΔΑ ΜΕΤΡΗΣΗΣ	ΤΙΜΗ
Εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία	S_{in}	W/m ²	800
Θερμοκρασία συμπυκνωτή	T_{cond}	°C	25
Θερμοκρασία περιβάλλοντος	T_a	°C	15
Θερμοκρασία εισερχόμενου νερού ψύξης	$T_{cw,in}$	°C	12
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	$\eta_{pump,is}$	%	60
Μηχανικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή	η_{mech}	%	70
Λόγος πίεσης	PR	-	1.5-6
Ταχύτητα αέρα	u_{air}	m/s	2

3.1 ΕΠΙΠΕΔΟΣ ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ

Η μοντελοποίηση του ηλιακού συλλέκτη στηρίχθηκε σε αριθμητικό πρότυπο ελικοειδούς επίπεδου ηλιακού συλλέκτη που αναπτύχθηκε και επικυρώθηκε πειραματικά [49]. Οι προδιαγραφές του συλλέκτη φαίνονται στον πίνακα 4. Στην προσομοίωση ο σωλήνας του συλλέκτη θεωρήθηκε ως ένας ενιαίος επίπεδος σωλήνας και χωρίστηκε σε μικρά πεπερασμένα στοιχεία. Κατόπιν, η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού, η θερμοκρασία της πλάκας του συλλέκτη, το ωφέλιμο ενεργειακό κέρδος και οι απώλειες θερμότητας του συλλέκτη τόσο στο τέλος κάθε πεπερασμένου στοιχείου όσο και στην έξοδο του ηλιακού συλλέκτη υπολογίστηκαν επαναληπτικά για δεδομένη θερμοκρασία εισόδου του ρευστού και δεδομένη παροχή μάζας.

Γενικά, το επαναληπτικό μοντέλο για το συλλέκτη αποτελείται από τρία μέρη, τα οποία είναι οι υπολογισμοί για την μονοφασική ροή και τη διφασική ροή. Η μονοφασική ροή αντιπροσωπεύει την περιοχή από την θερμοκρασία εισόδου στο συλλέκτη μέχρι την θερμοκρασία κορεσμού στην αντίστοιχη πίεση κορεσμού. Η διφασική ροή αντιπροσωπεύει την περιοχή από το κορεσμένο υγρό μέχρι τον κορεσμένο ατμό του ρευστού. Το τρίτο μέρος της επανάληψης αποτελείται από υπολογισμούς μονοφασικής ροής που αντιπροσωπεύουν την υπέρθερμη περιοχή. Αρχικά, η προσομοίωση θεωρεί ότι μόνο το πρώτο πεπερασμένο στοιχείο βρίσκεται σε μονοφασική ροή ενώ όλα τα υπόλοιπα βρίσκονται στη διφασική περιοχή. Στη συνέχεια, μετά από κάθε επανάληψη το μοντέλο αυξάνει τον αριθμό των στοιχείων στην μονοφασική περιοχή μέχρι να ικανοποιηθούν τα επιθυμητά κριτήρια. Όπως φαίνεται την εικόνα 31 για κάθε πεπερασμένο στοιχείο οι τιμές θερμοκρασίας και ενθαλπίας εξόδου είναι ίσες με τις συνθήκες εισόδου του επόμενου πεπερασμένου στοιχείου μέχρι και το τέλος του τελευταίου στοιχείου.



Εικόνα 31. Απεικόνιση πεπερασμένων στοιχείων σωλήνα συλλέκτη.

Στην αρχή, η παροχή μάζας του ρευστού καθώς και σε ποιο πεπερασμένο στοιχείο το ρευστό φτάνει την κορεσμένη περιοχή δεν είναι γνωστά. Ως εκ τούτου, δίνεται μια αυθαίρετη σταθερή τιμή για την παροχή μάζας για το πρώτο στοιχείο που αντιπροσωπεύει την μονοφασική περιοχή. Στη συνέχεια, προκειμένου να υπολογιστεί ο συντελεστής συναγωγής για την μονοφασική περιοχή, προσδιορίζεται ο τύπος ροής εάν είναι γραμμικής ή τυρβώδης με χρήση των εξισώσεων [2.11] και [2.12]. Σε εσωτερικό βρόχο, ο συντελεστής απωλειών θερμότητας υπολογίζεται για δεδομένη θερμοκρασία πλάκας T_p . Για την πρώτη επανάληψη γίνεται η παραδοχή ότι η θερμοκρασία της πλάκας είναι κατά 5°C υψηλότερη της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού [49]. Έπειτα, υπολογίζεται το ωφέλιμο ενεργειακό κέρδος Q_u χρησιμοποιώντας τη σχέση [2.5]. Όταν είναι αυτά γνωστά, μπορούμε να επιστρέψουμε να διορθώσουμε την τιμή της θερμοκρασίας της πλάκας με την ακόλουθη σχέση:

$T_p = T_{col,in} + \frac{\dot{Q}_u}{F_R U_T} (1 - F_R)$	[K]	3.3
--	-----	-----

Αυτή η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι η διαφορά δύο διαδοχικών τιμών T_p να είναι μικρότερη από 0.01°C . Όταν το κριτήριο ικανοποιηθεί στον εσωτερικό βρόχο, η τελευταία τιμή του ωφέλιμου ενεργειακού κέρδους αντιπροσωπεύει το ποσό της θερμότητας για ολόκληρο το σωλήνα και μπορεί να γραφεί ως εξής:

$\dot{Q}_u = Q_u'' \pi D_i L_{tube}$	[Watt]	3.4
--------------------------------------	--------	-----

Όπου, Q_u'' ο ωφέλιμος ρυθμός θερμότητας, πD_i και L_{tube} η περίμετρος και το μήκος του σωλήνα του συλλέκτη. Με άλλα λόγια, ο ωφέλιμος ρυθμός θερμότητας μπορεί να προκύψει με τη διαίρεση του ωφέλιμου ενεργειακού κέρδους Q_u προς την επιφάνεια του σωλήνα του συλλέκτη ($\pi D_i L_{tube}$). Στη συνέχεια, για να υπολογιστεί το ενεργειακό κέρδος για κάθε μικρό πεπερασμένο στοιχείο, πολλαπλασιάζουμε τον ωφέλιμο ρυθμό από την περίμετρο και το μήκος του κάθε στοιχείου, που έχει οριστεί προηγουμένως με τη διαίρεση του συνολικού

μήκους του σωλήνα του συλλέκτη σε μικρά πεπερασμένα στοιχεία. Το ενεργειακό κέρδος του κάθε στοιχείου υπολογίζεται από τη σχέση:

$\dot{Q}_{gain} = Q_u'' \pi D_i \int_0^{L_{element}} dx$	[W]	3.5
--	-----	-----

Μόλις εκτιμηθεί το ενεργειακό κέρδος για το πεπερασμένο στοιχείο, μπορούμε να υπολογίσουμε τη θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από το πεπερασμένο στοιχείο με τη σχέση:

$T_{f,out} = T_{f,in} + \frac{\dot{Q}_{gain}}{m_{wf} \dot{C}_p}$	[K]	3.6
--	-----	-----

Στη συνέχεια ο αλγόριθμος αξιολογεί εκ νέου τα μεγέθη U_T , Q_u , και Q_{gain} χρησιμοποιώντας την νέα θερμοκρασία T_p και την νέα θερμοκρασία $T_{f,out}$ στις εξισώσεις (2.2), (2.5) και (3.5). Η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι να ικανοποιηθεί το κριτήριο σύγκλισης για την θερμοκρασία της πλάκας να διαφέρει σε σχέση με την πρόσφατη τιμή της κατά 0.01°C . Ο δεύτερος βρόχος εξετάζει αν η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού έχει φτάσει τη θερμοκρασία κορεσμού για την αντίστοιχη πίεση. Εάν το δεύτερο κριτήριο δεν ικανοποιείται ο αλγόριθμος αυξάνει τον αριθμό των πεπερασμένων στοιχείων για τη μονοφασική κατάσταση. Οι υπολογισμοί εκτελούνται για το επόμενο στοιχείο. Μόλις η θερμοκρασία στην έξοδο φτάσει σε κατάσταση κορεσμού τερματίζεται ο βρόχος το σύστημα μεταβαίνει σε διφασική κατάσταση. Για τη διφασική περιοχή ακολουθούνται τα ίδια βήματα με την εξαίρεση ότι υπολογίζεται ο συντελεστής συναγωγής για τη διφασική κατάσταση. Έπειτα, αφού η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από κάθε στοιχείο διατηρείται σταθερή, υπολογίζεται η ενθαλπία εξόδου κάθε στοιχείου:

$h_{f,out} = h_{f,in} + \frac{\dot{Q}_{gain}}{m_{wf}}$	[J/Kg]	3.7
--	--------	-----

Στη διφασική περιοχή υπολογίζεται η ποιότητα του ατμού του ρευστού για κάθε πεπερασμένο στοιχείο:

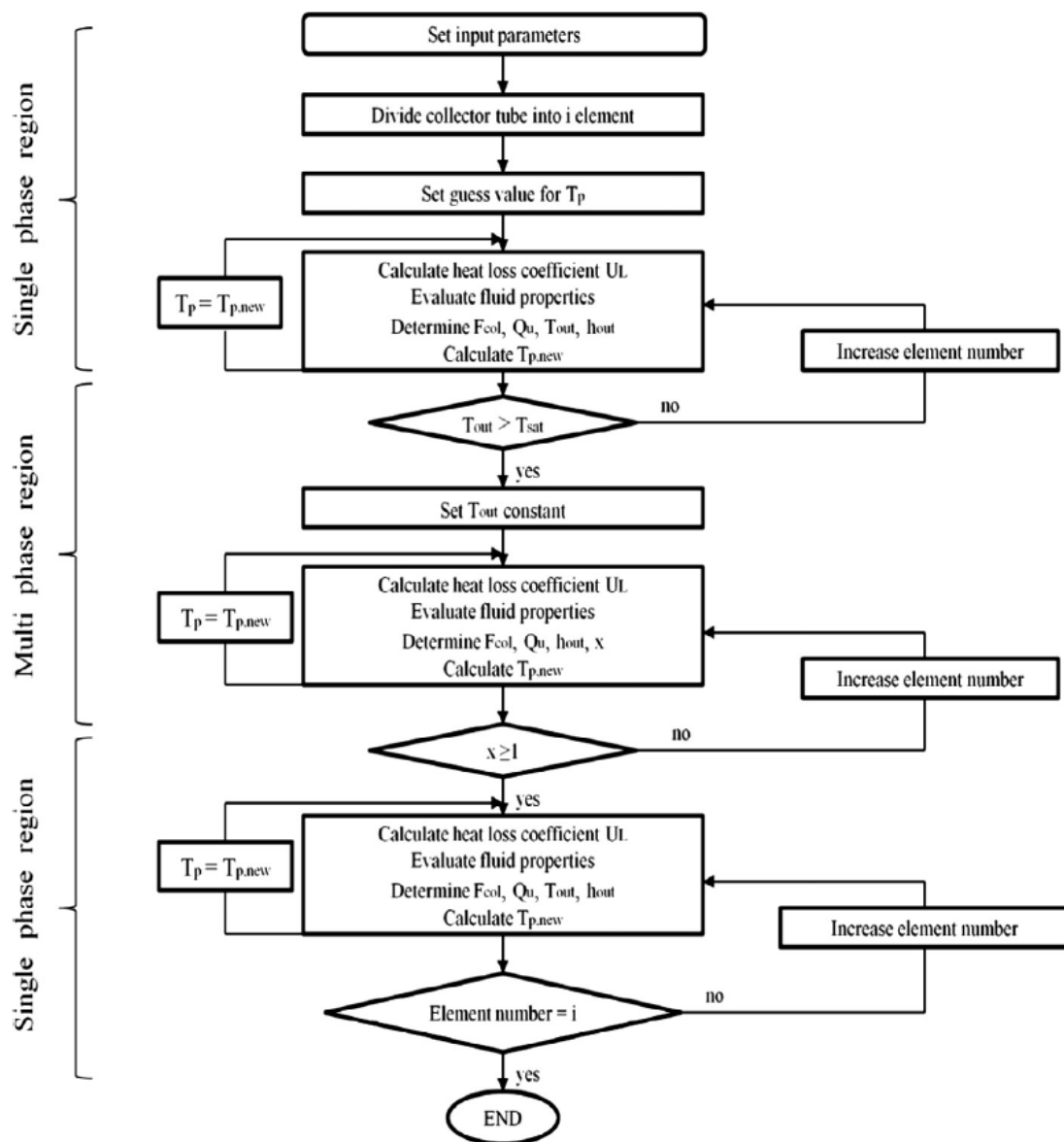
$x = \frac{h_{f,out} - h_l}{h_g - h_l}$	[]	3.8
---	-----	-----

Όπου, h_g και h_l η ενθαλπία κορεσμένου ατμού και κορεσμένου υγρού αντίστοιχα. Ο τρίτος βρόχος ελέγχει εάν η ποιότητα ατμού του ρευστού φτάνει την τιμή 1 στο τέλος κάθε στοιχείου. Αν το κριτήριο δεν ικανοποιείται, το μοντέλο αυξάνει τον αριθμό των πεπερασμένων στοιχείων για τη διφασική περιοχή και επαναλαμβάνονται οι ίδιοι υπολογισμοί. Η επανάληψη συνεχίζεται έως ότου να ικανοποιηθεί το κριτήριο της σύγκλισης. Έπειτα, το εργαζόμενο μέσο περνά σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού, όπου επαναλαμβάνονται οι υπολογισμοί και τον υπολογισμό συντελεστή συναγωγής που έγιναν για τη μονοφασική περιοχή. Η διαφορά εντοπίζεται στην ανάγκη να υπολογίζονται για κάθε επανάληψη οι ιδιότητες του ρευστού. Ο βρόχος τερματίζεται όταν υπολογιστούν τα μεγέθη και για το τελευταίο πεπερασμένο στοιχείο.

Τέλος, η απόδοση του συλλέκτη προσδιορίζεται από τη σχέση:

$\eta_{col} = \frac{\dot{m}_{wf} [(C_p(T_{evap} - T_{col,in}) + (h_g - h_l))]}{S_{in}A_p}$	[]	3.9
--	-----	-----

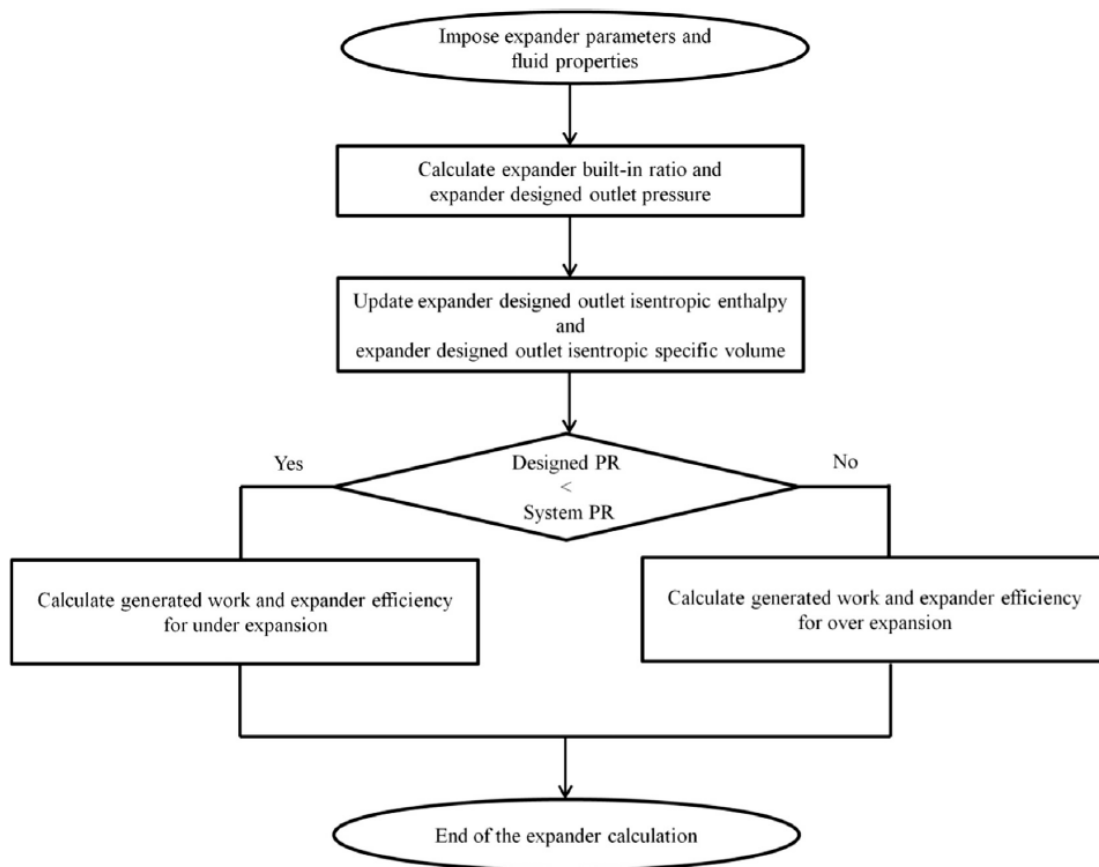
Το διάγραμμα ροής του κώδικα που αναπτύχθηκε σε Matlab [57] δίνεται παρακάτω στην εικόνα 32.



Εικόνα 32. Διάγραμμα ροής προσομοίωσης ηλιακού συλλέκτη.

3.2 ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ

Για την ανάλυση του εκτονωτή, η επανάληψη ξεκινά με τον καθορισμό των παραμέτρων και τον ορισμό των δεδομένων εισόδου του εκτονωτή. Στη συνέχεια, ο κατασκευαστικός λόγος όγκων και η σχεδιασμένη πίεση εξόδου του εκτονωτή υπολογίζονται από τις σχέσεις (2.26) και (2.27). Όπως αναφέρθηκε, εφόσον γνωρίζουμε την εντροπία στην είσοδο του εκτονωτή και την πίεση στην έξοδο του μπορούμε να υπολογίσουμε την ισηντροπική ενθαλπία και τον ισηντροπικό ειδικό όγκο στην έξοδο του εκτονωτή. Έπειτα, με την ολοκλήρωση των υπολογισμών των σχέσεων (2.25) με (2.28), ο αλγόριθμος συγκρίνει τον λόγο πίεσης του συστήματος με τον σχεδιαστικό λόγο πίεσης. Τέλος, ανάλογα την περίπτωση υπολογίζεται η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή για την υποεκτόνωση ή την υπερ-εκτόνωση. Το διάγραμμα ροής του κώδικα που αναπτύχθηκε σε Matlab δίνεται παρακάτω στην εικόνα 33.



Εικόνα 33. Διάγραμμα ροής προσομοίωσης εκτονωτή.

3.3 ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ

Σε προσομοιώσεις συμπυκνωτών η παροχή του ψυχρού νερού και η θερμοκρασία εξόδου του νερού είναι απαραίτητο να καθοριστούν. Αρχικά, επιβάλλεται στον αλγόριθμο η παρακάτω παραδοχή:

$25^{\circ}C - T_{cw,pp} \geq 5^{\circ}C$	[]	3.10
---	-----	------

Αυτό απαιτείται για να υπολογιστεί η παροχή μάζας του ψυχρού νερού. Η επόμενη παραδοχή που εισάγεται είναι ο ορισμός της αρχικής τιμής της παροχής μάζας του νερού ίση με 0.001 kg/s, ώστε να υπολογιστεί επαναληπτικά από τη σχέση (2.35) η θερμοκρασία του σημείου pp, όπου η παροχή μάζας αυξάνεται κατά 0.001 kg/s μέχρι να ικανοποιηθεί το κριτήριο (3.10). Αυτό το σημείο δίνει την πραγματική τιμή της παροχής μάζας του νερού ψύξης και της θερμοκρασίας του σημείου pp. Στη συνέχεια, η θερμοκρασία εξόδου του νερού υπολογίζεται από τη σχέση (2.36). Ωστόσο, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι η σχέση (2.33) ισχύει εφόσον το ρευστό εξέρχεται από τον εκτονωτή ως υπέρθερμος ατμός. Στην περίπτωση που εξέρχεται ως κορεσμένος ατμός το εργαζόμενο μέσο, από τη σχέση (2.33) ισχύει μόνο ο πρώτος όρος που αντιπροσωπεύει την αισθητή θερμότητα παραλείπεται και προκύπτει ότι:

$Q_{cond} = \dot{m}_{wf} (h_{exp,out} - h_{l,cond})$	[Watt]	3.11
--	--------	------

Συνεπώς, η σχέση (2.35) ξαναγράφεται ως εξής:

$\dot{m}_{wf} (h_{exp,out} - h_{l,cond}) = m_{cw} C_{p,cw} (T_{cw,out} - T_{cw,in})$	[]	3.12
--	-----	------

Κατά αυτό τον τρόπο η σχέση (3.12) επιλύεται επαναληπτικά με την ίδια συνθήκη (3.10) για να υπολογιστεί η παροχή μάζας του ψυχρού νερού και η θερμοκρασία εξόδου.

3.4 ΗΛΙΑΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ORC

Το μοντέλο για ολόκληρο τον ηλιακό κύκλο ORC αναπτύσσεται με την σύνθεση όλων των συνιστωσών μαζί με τις δοθείσες παραμέτρους εισόδου. Η απόδοση του κύκλου αξιολογείται μέσω των παραμέτρων απόδοσης.

Η πρώτη παράμετρος απόδοσης είναι η καθαρή παραγόμενη ισχύς του συστήματος και ορίζεται ως:

$W_{net} = W_{exp} - W_{pump}$	[]	3.13
--------------------------------	-----	------

Η άλλη παράμετρος απόδοσης είναι ο βαθμός απόδοσης του ηλιακού ORC και ορίζεται ως:

$\eta_{SORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gain}}$	[]	3.14
--	-----	------

3.5 ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

Οι οριακές συνθήκες του ηλιακού μοντέλου ORC αναφέρονται παρακάτω:

- Η υπόψυξη στην έξοδο του συμπυκνωτή είναι μηδέν, με άλλα λόγια το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται ως κορεσμένο νερό από τον συμπυκνωτή προκειμένου να μειωθεί η μη αναστρεψιμότητα του συστήματος.
- Το σύστημα προσομοιώνεται θεωρώντας σταθερή θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με 25°C .
- Καθώς το ρευστό υφίσταται μια αλλαγή φάσης εντός του συλλέκτη η μέγιστη πίεση του κύκλου περιορίζεται σε 1.5 MPa (δηλ. 15 bar), λόγω του κινδύνου διαρροής και θεμάτων ασφάλειας για τον επίπεδο ηλιακό συλλέκτη σε οικιακές εφαρμογές.
- Η ελάχιστη πίεση στο συμπυκνωτή πρέπει να είναι μεγαλύτερη από 0.05 bar.[23]
- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας είναι 0.6 .[58]
- Η ανάλυση γίνεται για σταθερή παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου ίση με 0.01 kg/s και στη συνέχεια γίνεται διερεύνηση για παροχές μάζας μεγαλύτερες της αρχικής κατά 25% , 50% και 100%.

3.6 ΠΡΟΕΡΓΑΣΙΑ ΕΠΙΛΟΓΗΣ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΜΕΣΟΥ

Ο κατάλογος των δυνητικών υποψηφίων ρευστών που θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν στην παρούσα εφαρμογή περιορίστηκε σύμφωνα με την περιβαλλοντική παράμετρο ODP και με την αντίστοιχη πίεση κορεσμού του ρευστού στους 25°C στο συμπυκνωτή.

Αρκετοί υδρογονάνθρακες και σιλοξάνια απορρίφθηκαν λόγω της πίεσης συμπύκνωσης, η οποία είναι λιγότερο από 0.05 bar για 25°C.[48]

Το δυναμικό καταστροφής της στιβάδας του όζοντος (ODP) εκφράζει τη δυνατότητα μιας ένωσης να συνεισφέρει στην υποβάθμιση του όζοντος και αποτελεί έναν από τους κύριους περιβαλλοντικούς παράγοντες για την επιλογή ενός εργαζόμενου μέσου.[23, 59] Λόγω των υψηλών τιμών ODP των χλωροφθορανθράκων (CFCs) και των υδροχλωροφθορανθράκων (HCFCs), τα ρευστά αυτά απορρίπτονται από την έρευνα. Συνεπώς, ρευστά που ανήκουν στις κατηγορίες των υδρογονανθράκων (HCs) και των υδροφθορανθράκων (HFCs) μελετήθηκαν στην εργασία αυτή και φαίνονται στον πίνακα 9.

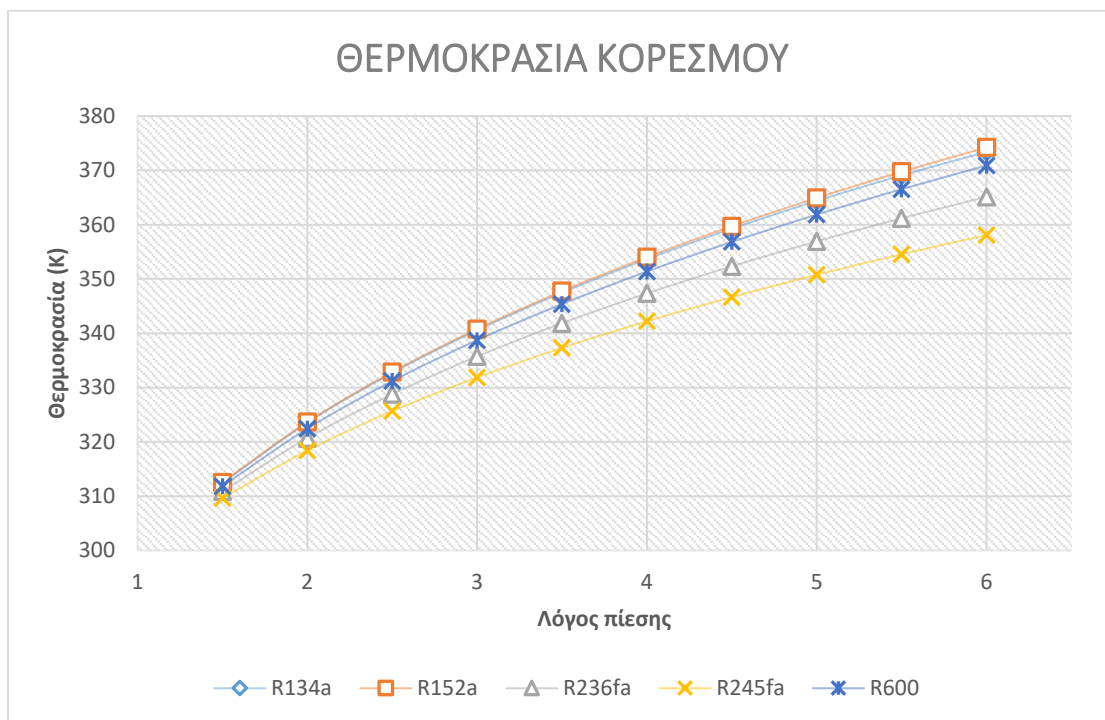
4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για το μοντέλο ηλιακού οργανικού κύκλου Rankine για διάφορους λόγους πίεσης και διάφορες παροχές μάζας οργανικού ρευστού, χρησιμοποιώντας 5 διαφορετικά ψυκτικά μέσα. Αρχικά, είναι γνωστό ότι η καθαρή παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης ενός ηλιακού ORC αυξάνεται όταν αυξάνεται η διαφορά πίεσης και θερμοκρασίας ανάμεσα στον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή. Παρόλα αυτά, στην παρούσα μελέτη ο ατμοποιητής έχει αντικατασταθεί από τον επίπεδο ηλιακό συλλέκτη, με αποτέλεσμα η απόδοση του συλλέκτη, δηλ. το ποσό της θερμότητας που ανακτάται από το εργαζόμενο μέσο στο συλλέκτη, να επηρεάζεται άμεσα από την θερμοκρασία του συλλέκτη και τις θερμικές απώλειες προς την ατμόσφαιρα. Εξαιτίας αυτού, ο βαθμός απόδοσης του συλλέκτη δεν είναι σταθερό μέγεθος. Παράλληλα, ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή δεν είναι σταθερός και μεταβάλλεται ανάλογα με τον λόγο πίεσης του συστήματος, λόγω της διαφορετικής συμπεριφοράς των απωλειών της εκτόνωσης (υπερ / υπο) στον εκτονωτή. Συνεπώς, δίνεται ιδιαίτερη προσοχή στα χαρακτηριστικά του συλλέκτη και του εκτονωτή κάτω από διάφορους λόγους πίεσης που εφαρμόζονται στην ανάλυση του συστήματος.

Μια παράμετρος που επηρεάζει το σύστημα είναι η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση στον συλλέκτη, η οποία ορίστηκε ίση με 15 bar. Η τιμή αυτή επιβάλλεται ώστε να εξασφαλιστεί η ασφάλεια και η σταθερότητα του συστήματος. Όπως φαίνεται στον πίνακα 10 τα ρευστά R134a, R152a και R236fa, τα οποία διερευνήθηκαν έχουν πίεση εξάτμισης μεγαλύτερη από 1.5 MPa για μερικούς λόγους πίεσης. Αυτό οφείλεται στη χαμηλή θερμοκρασία κορεσμού που τα χαρακτηρίζει. Στην ανάλυση απεικονίζονται τα αποτελέσματα για όλες τις περιπτώσεις, αλλά ο περιορισμός θα ληφθεί υπόψιν στην επιλογή εργαζόμενου μέσου.

4.1 ΑΝΑΛΥΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΛΛΕΚΤΗ

Η απόδοση ενός ηλιακού συλλέκτη η_{col} σχετίζεται με την αποδιδόμενη θερμική ισχύ Q_w , τη συλλεκτική επιφάνεια A_c , την ηλιακή ακτινοβολία G_T , τη θερμοκρασία του ρευστού στο συλλέκτη T_c , και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος T_a . Μπορεί να θεωρηθεί ότι ο βαθμός απόδοσης του συλλέκτη μειώνεται ανεξάρτητα από την κατηγορία του ψυκτικού (HC, HCF, PFC, HFE και HFO) καθώς αυξάνεται ο λόγος πίεσης του συστήματος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο υψηλότερος λόγος πίεσης οδηγεί σε αύξηση της πίεσης κορεσμού και κατά συνέπεια και της θερμοκρασίας κορεσμού στο συλλέκτη. Επομένως, η υψηλότερη θερμοκρασία του συλλέκτη προκαλεί μεγαλύτερες θερμικές απώλειες από το συλλέκτη προς το περιβάλλον. Οι θερμοκρασίες κορεσμού των εργαζόμενων ρευστών R134a, R152a, R236fa, R245fa και R600 φαίνονται στην εικόνα 34. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα το R152a παρουσιάζει τη μέγιστη θερμοκρασία κορεσμού για κάθε λόγο πίεσης, η οποία κυμαίνεται από 39.4°C μέχρι 101.1°C και το R245fa παρουσιάζει την ελάχιστη θερμοκρασία κορεσμού, η οποία κυμαίνεται από 36.5°C μέχρι 85.0°C .



Εικόνα 34. Διάγραμμα θερμοκρασίας κορεσμού συναρτήσει του λόγου πίεσης.

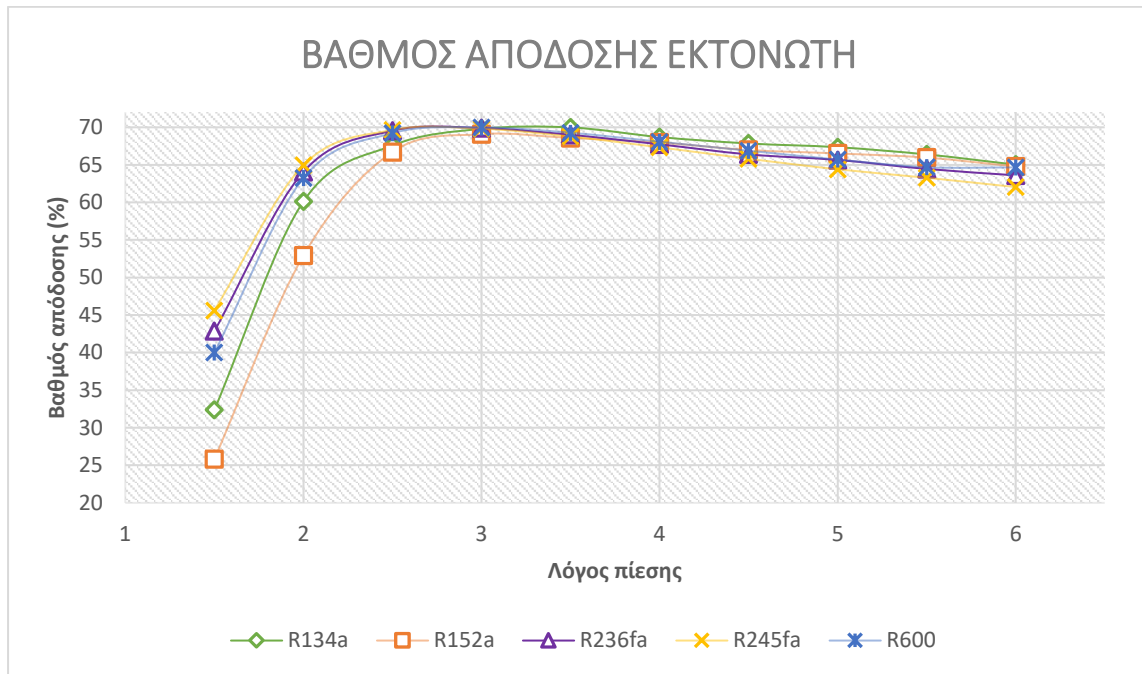
4.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΚΤΟΝΩΤΗ

Σε αυτή την ενότητα αναλύεται η απόδοση του περιστροφικού εκτονωτή με βάση τη διερεύνηση της σχέσης του κατασκευαστικού λόγου πίεσης PR_{ds_g} και του λόγου πίεσης του συστήματος PR_{cyc} . Όπως φαίνεται στην εικόνα 35 ο μέγιστος βαθμός απόδοσης του εκτονωτή σημειώθηκε για λόγο πίεσης ίσο με 3, ο οποίος αντιστοιχεί και στον σχεδιαστικό λόγο πίεσης PR_{ds_g} , εκτός από το ρευστό R134a όπου εμφανίζει μέγιστο βαθμό απόδοσης για λόγο πίεσης ίσο με 3.5. Στο διάγραμμα μπορούμε να ξεχωρίσουμε την περιοχή όπου γίνεται υπερ-εκτόνωση (από λόγο πίεσης 1.5 μέχρι 2.5) και την περιοχή της υποεκτόνωσης (από λόγο πίεσης 3 μέχρι και 6).

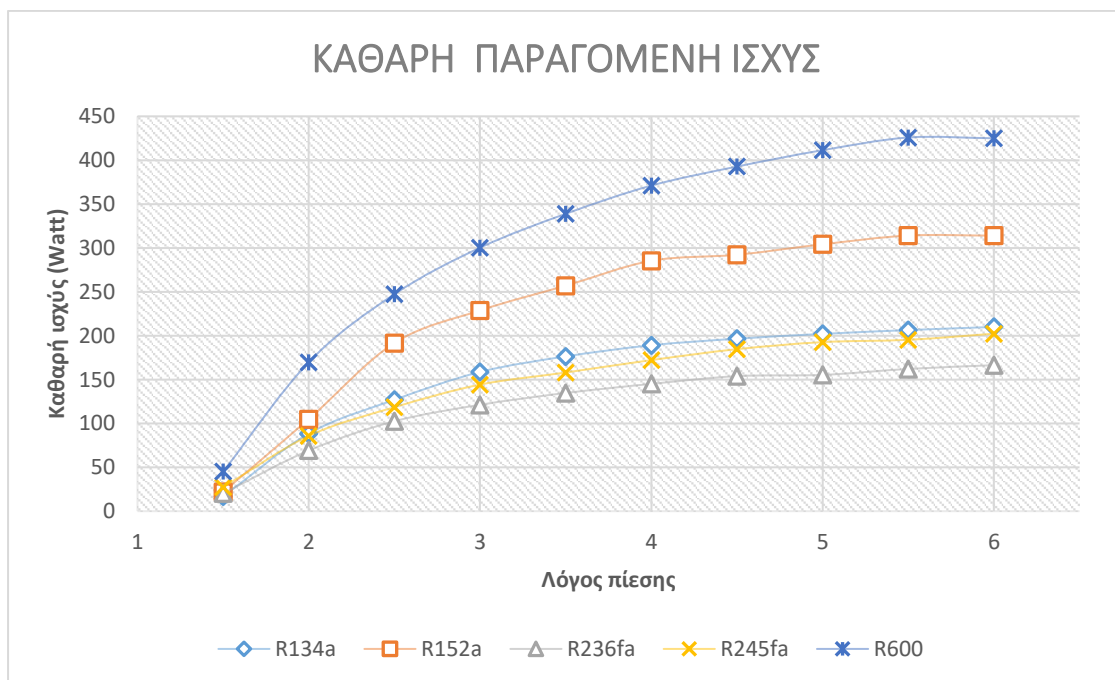
Το ρευστό με την ελάχιστη απόδοση εκτόνωσης είναι το R152a του οποίου η απόδοση εντός των ορίων ασφαλείας (15 bar) κυμαίνεται από 25.8% μέχρι 66.7%, ενώ το ρευστό με τη μέγιστη απόδοση εκτόνωσης είναι το R600 το οποίο για τον κατασκευαστικό λόγο πίεσης παρουσιάζει βαθμό απόδοσης 69.98%. Στην περιοχή της υπερ-εκτόνωσης το ρευστό που έχει την βέλτιστη συμπεριφορά είναι το R245fa και στην περιοχή της υπο-εκτόνωσης είναι R600. Τα ρευστά R134a και R152a δεν πληρούν το κριτήριο της ασφάλειας στην περιοχή της υπο-εκτόνωσης για αυτό δεν θα ληφθούν υπόψιν.

Η επόμενη παράμετρος αξιολόγησης της απόδοσης είναι η ωφέλιμη καθαρή ισχύς που παράγεται στον εκτονωτή. Στην εικόνα 36 φαίνονται τα αποτελέσματα για τα πέντε εργαζόμενα μέσα. Μπορεί να παρατηρηθεί ότι η καθαρή παραγόμενη ισχύς του κύκλου αυξάνει αρχικά, φθάνει στο αποκορύφωμά της και παραμένει σχεδόν σταθερή για την

αυξανόμενο λόγο πίεσης. Ο λόγος για αυτή τη συμπεριφορά μπορεί να εξηγηθεί από την αύξηση του έργου που καταναλώνεται στην αντλία. Το ρευστό R600 δίνει την υψηλότερη ισχύ η οποία κυμαίνεται από 45.1 W μέχρι 425.0 W, ενώ το ρευστό R236fa δίνει την ελάχιστη ισχύ η οποία κυμαίνεται από 20.3 W μέχρι 166.4 W.



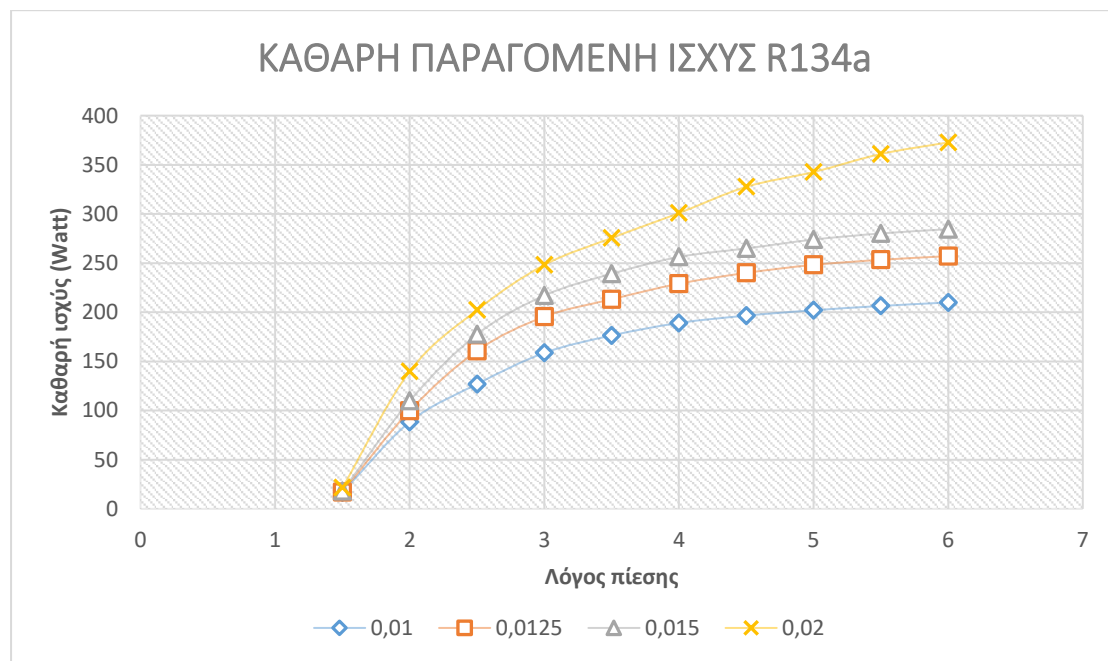
Εικόνα 35. Διάγραμμα απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει του λόγου πίεσης για παροχή 0.01kg/s.



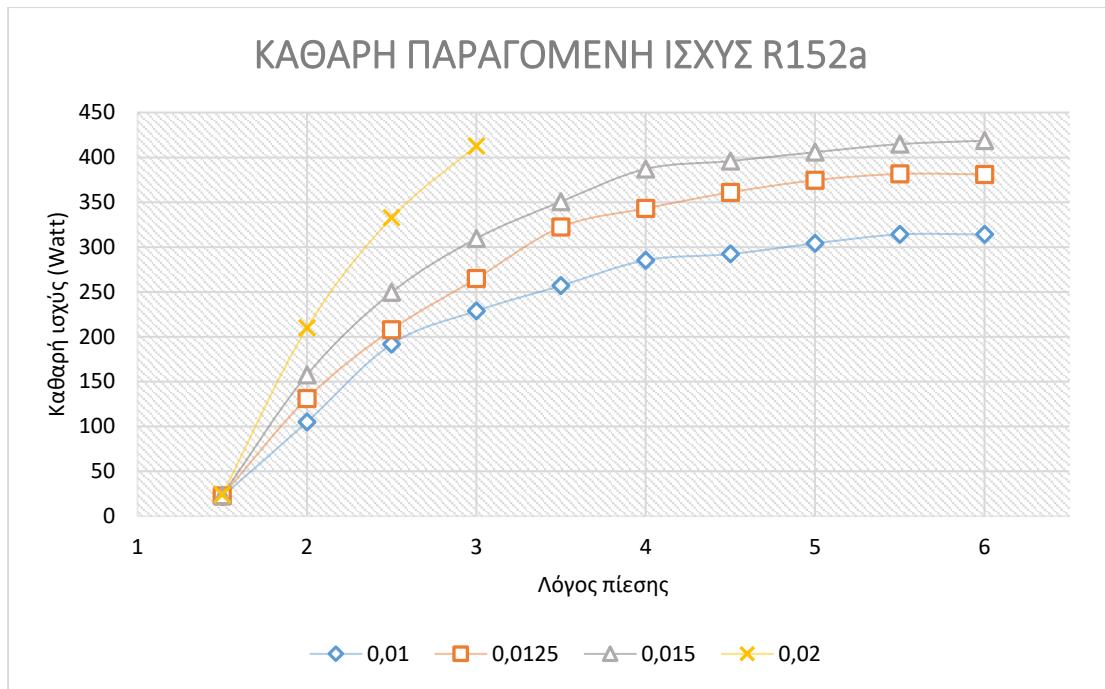
Εικόνα 36. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσει του λόγου πίεσης για παροχή 0.01kg/s.

Στη συνέχεια της ανάλυσης έγινε διερεύνηση της επίδρασης της παροχής μάζας στην απόδοση του εκτονωτή. Όπως αναφέρεται στην προηγούμενη παράγραφο [3.5] εξετάστηκαν οι περιπτώσεις αύξησης της παροχής κατά 25%, 50% και 100%. Η πρώτη διαπίστωση είναι ότι ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή δεν επηρεάζεται από την παροχή αλλά από τα κατασκευαστικά του χαρακτηριστικά και το είδος του εργαζόμενου μέσου.

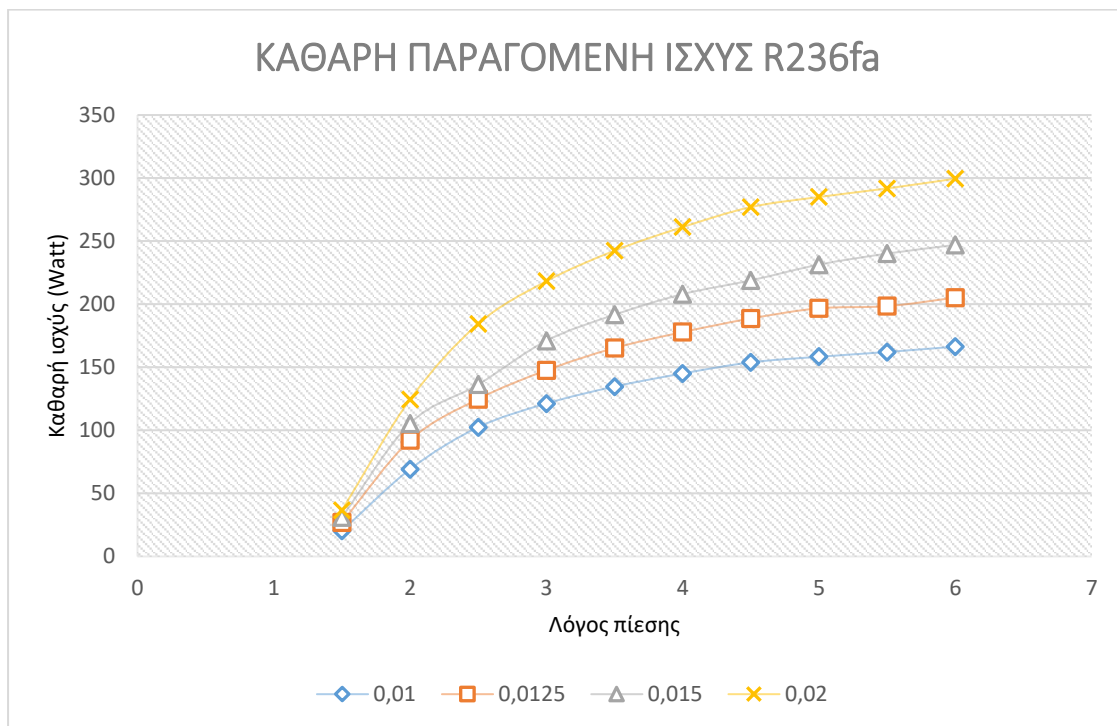
Παρόλα αυτά, η παροχή συνδέεται με την καθαρή παραγόμενη ισχύ του συστήματος όπως φαίνεται στα διαγράμματα παρακάτω. Συγκεκριμένα, η αύξηση της παροχής μάζας του ρευστού οδηγεί σε αύξηση της ωφέλιμης ισχύος που δίνει το σύστημα ανεξάρτητα του μέσου που εξετάζεται. Το γεγονός αυτό αποδεικνύεται από τις σχέσεις (2.29) και (2.31).



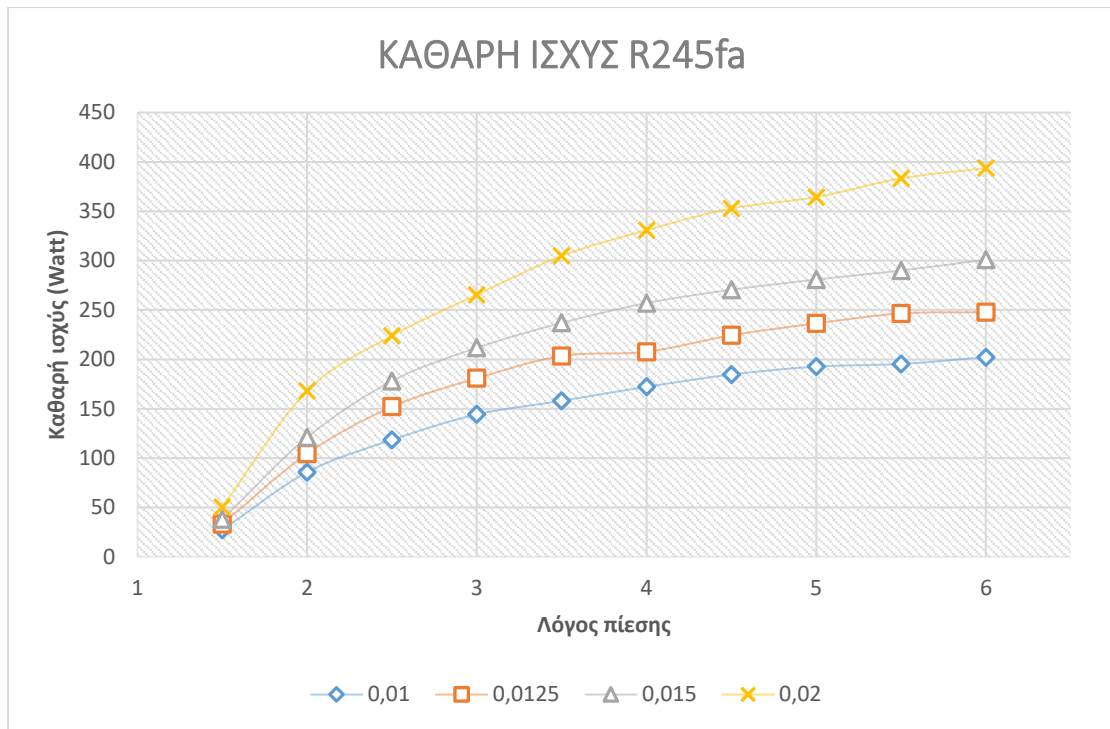
Εικόνα 37. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσει της παροχής μάζας. (R134a)



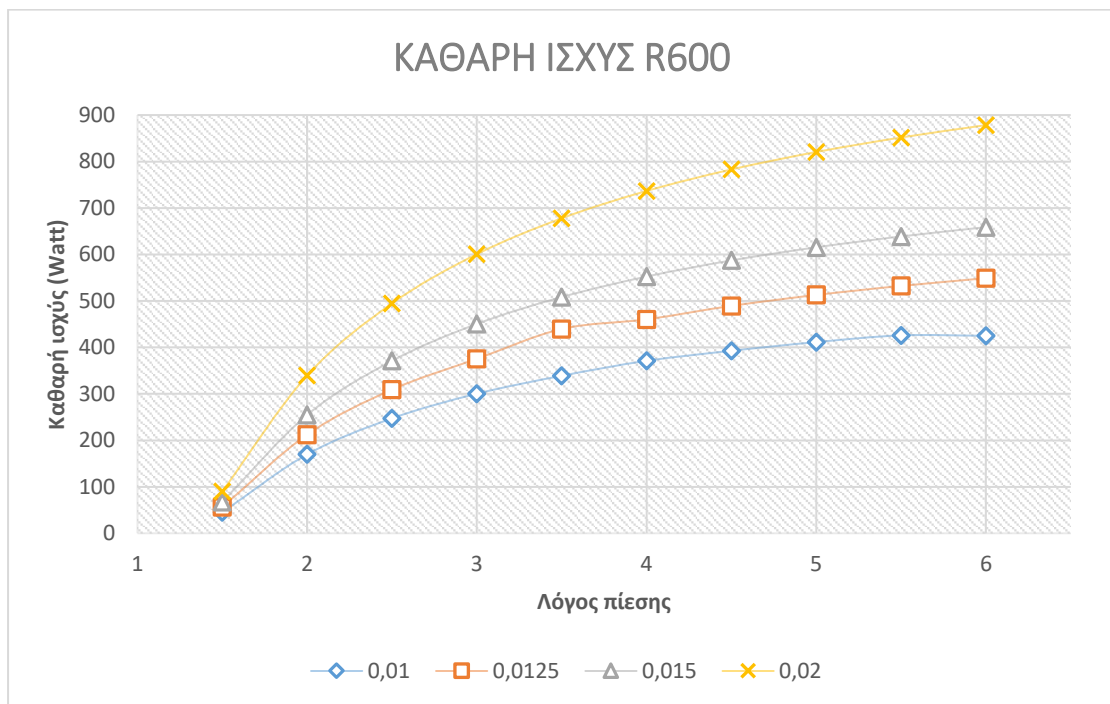
Εικόνα 38. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσει της παροχής μάζας. (R152a)



Εικόνα 39. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσει της παροχής μάζας. (R236fa)



Εικόνα 40. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσει της παροχής μάζας. (R245fa)



Εικόνα 41. Διάγραμμα καθαρής ισχύος εκτονωτή συναρτήσει της παροχής μάζας. (R600)

4.3 ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ

Η απόρριψη θερμότητας στον εξεταζόμενο κύκλο ORC γίνεται στον συμπυκνωτή. Το εργαζόμενο μέσο ψύχεται με νερό που εισέρχεται με θερμοκρασία 12°C . Η θερμότητα μεταφέρεται από το σύστημα στο νερό ψύξης αυξάνοντας τη θερμοκρασία του στην έξοδο του συμπυκνωτή. Η παροχή μάζας του νερού ψύξης και η θερμοκρασία του στην έξοδο του συμπυκνωτή υπολογίζονται για κάθε ρευστό που εξετάζεται. Η θερμοκρασία εξόδου κυμαίνεται από 19.5°C μέχρι 21.5°C, ενώ η παροχή κυμαίνεται από 0.045 kg/s μέχρι 0.109 kg/s. Παράλληλα, υπολογίζεται το ποσό θερμότητας που αποβάλλεται από το σύστημα, καθώς αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για δευτερογενείς χρήσεις, όπως εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας. Η παροχή μάζας ψυχρού νερού είναι ανεξάρτητη του λόγου πίεσης και επηρεάζεται από το είδος του εργαζόμενου μέσου και την παροχή μάζας του, ενώ η θερμοκρασία του εξερχόμενου ψυχρού νερού επηρεάζεται επιπλέον από το λόγο πίεσης που επιβάλλεται στο σύστημα. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται παρακάτω στον πίνακα 7 για παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου 0.01 kg/s και λόγο πίεσης 1.5 . Από την ανάλυση προκύπτει ότι το R600 απορρίπτει το μέγιστο ποσό θερμότητας με αποτέλεσμα να ευνοεί την ανάκτηση θερμότητας για δευτερογενείς χρήσεις και το R236fa έχει ως αποτέλεσμα την έξοδο νερού σε υψηλότερη θερμοκρασία ενώ ταυτόχρονα απαιτεί την ελάχιστη παροχή ψυχρού νερού στον συμπυκνωτή.

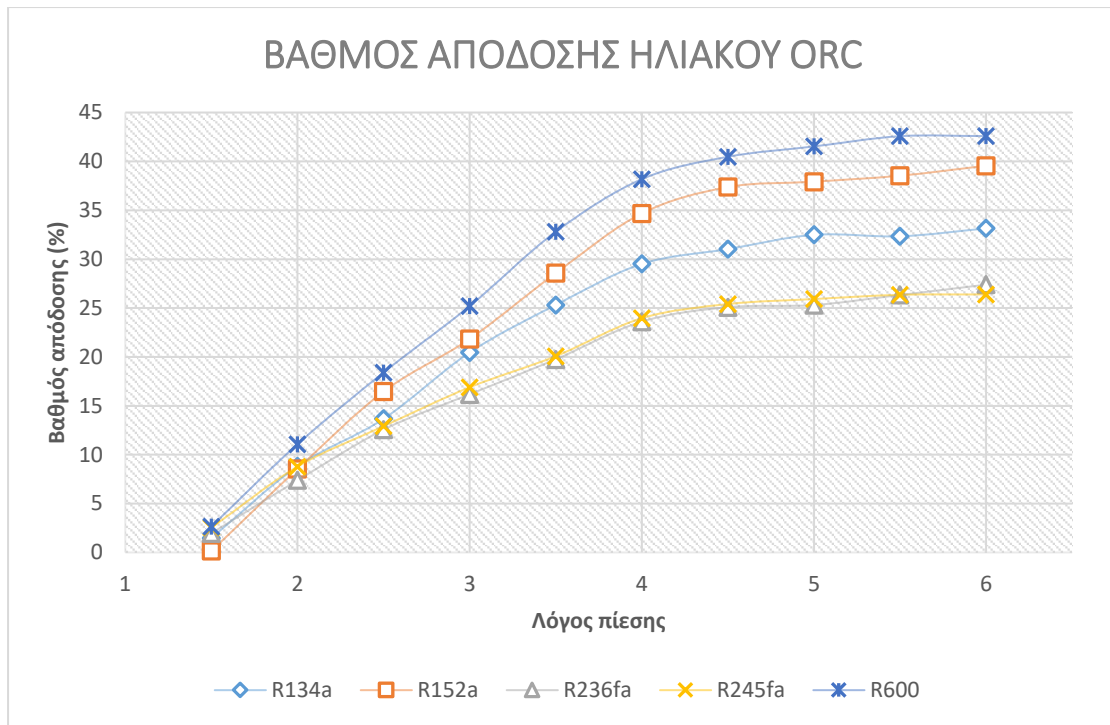
Πίνακας 7. Αποτελέσματα προσομοίωσης για τον συμπυκνωτή.

ΡΕΥΣΤΑ:	R134a	R152a	R236fa	R245fa	R600
$T_{cw,out}$ (°C)	20.9	19.8	21.0	20.8	20.1
m_{cw} (kg/s)	0.055	0.085	0.045	0.059	0.109
Q_{cond} (W)	2053	2782	1693	2188	3696

4.4 ΑΝΑΛΥΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ORC

Σε αυτή την παράγραφο εξετάζεται η θερμική απόδοση του ηλιακού ORC. Από την εικόνα 42 προκύπτει ότι η απόδοση του κύκλου αυξάνεται με την αύξηση του λόγου πίεσης για κάθε ρευστό που ερευνάται. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στο γεγονός ότι η παραγόμενη ισχύς παρουσιάζει ένα μέγιστο σημείο στο οποίο και σταθεροποιείται σε αντίθεση με το ποσό θερμικού κέρδους του ρευστού που αποκτήθηκε στο συλλέκτη το οποίο συνεχώς μειώνεται. Από τα αποτελέσματα διαπιστώνεται ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης του ηλιακού ORC επιτυγχάνεται για το ρευστό R600 και κυμαίνεται από 2.65% για λόγο πίεσης 1.5 μέχρι 42.59% για λόγο πίεσης 6 και παροχή 0.01 kg/s.

Από τις εικόνες 36 και 42 διαπιστώνεται ότι οι υδρογονάνθρακες (HF), όπως το R600, προσδίδουν την υψηλότερη ωφέλιμη ισχύ και τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης κύκλου σε σχέση με τα άλλα ρευστά.

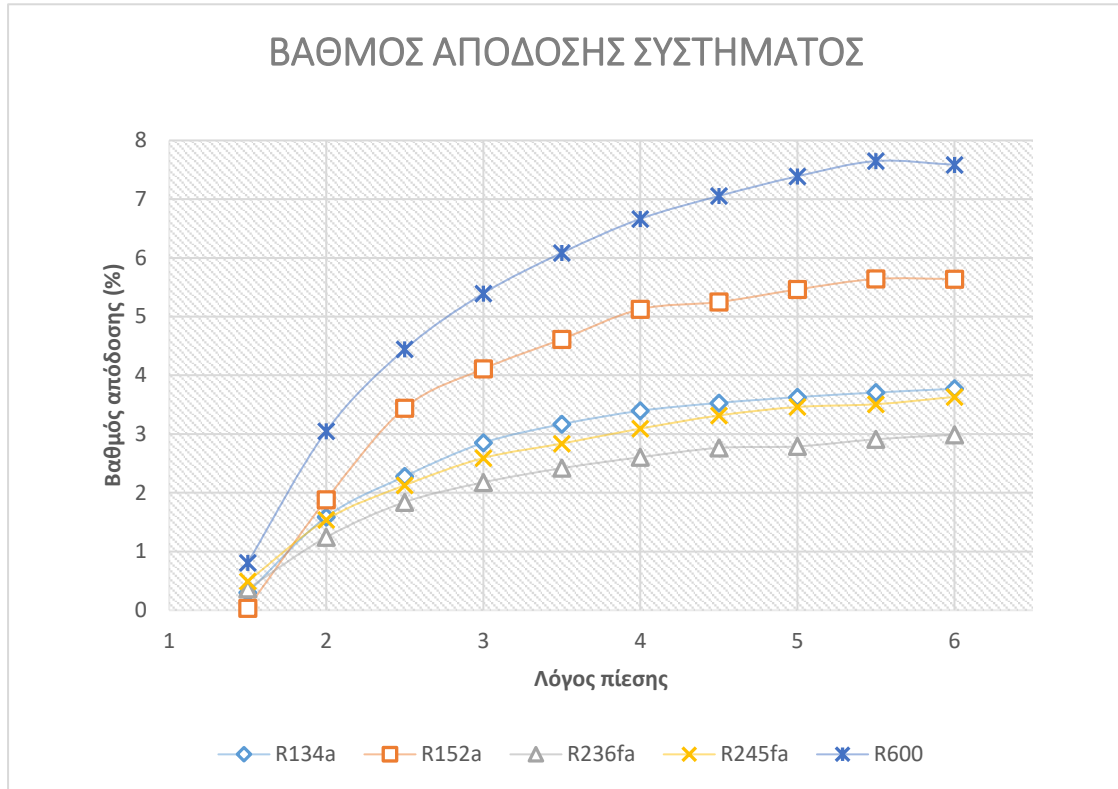


Εικόνα 42. Διάγραμμα απόδοσης ηλιακού ORC συναρτήσει της παροχής μάζας.

Εκτός από την θερμική απόδοση του ηλιακού ORC, εξετάζεται η συνολική απόδοση του συστήματος, η οποία αντιπροσωπεύει την σχέση μεταξύ της ωφέλιμης καθαρής ισχύος του κύκλου προς την εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία και υπολογίζεται από τη σχέση :

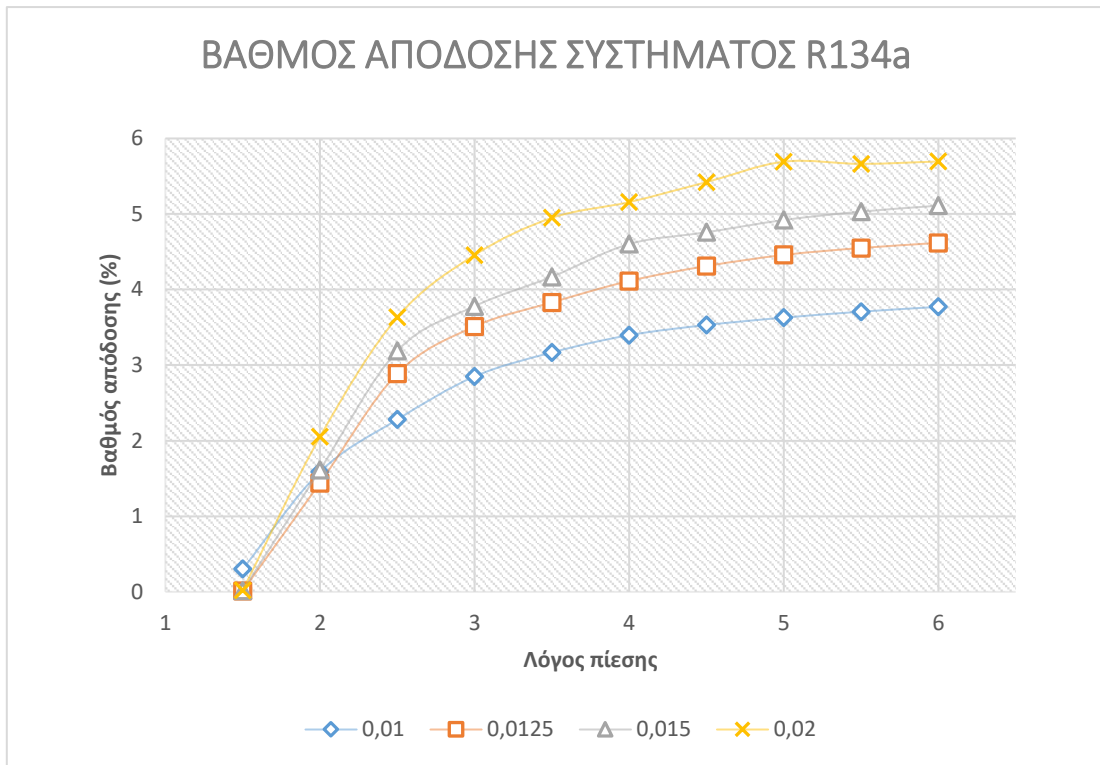
$\eta_{SYS} = \frac{W_{net}}{S A_{col}}$	[]	4.1
--	-----	-----

Η συνολική απόδοση παρουσιάζει παρόμοια τάση με την καθαρή παραγόμενη ισχύ (εικόνα 36). Η υψηλότερη συνολική απόδοση επιτυγχάνεται από το R600 και κυμαίνεται από 1.0% έως 7.6% για τους διάφορους λόγους πίεσης και παροχή ίση με 0.01 kg/s, ενώ την ελάχιστη συνολική απόδοση δίνει το R236fa η οποία κυμαίνεται από 0.4% μέχρι 3% για τις ίδιες συνθήκες.

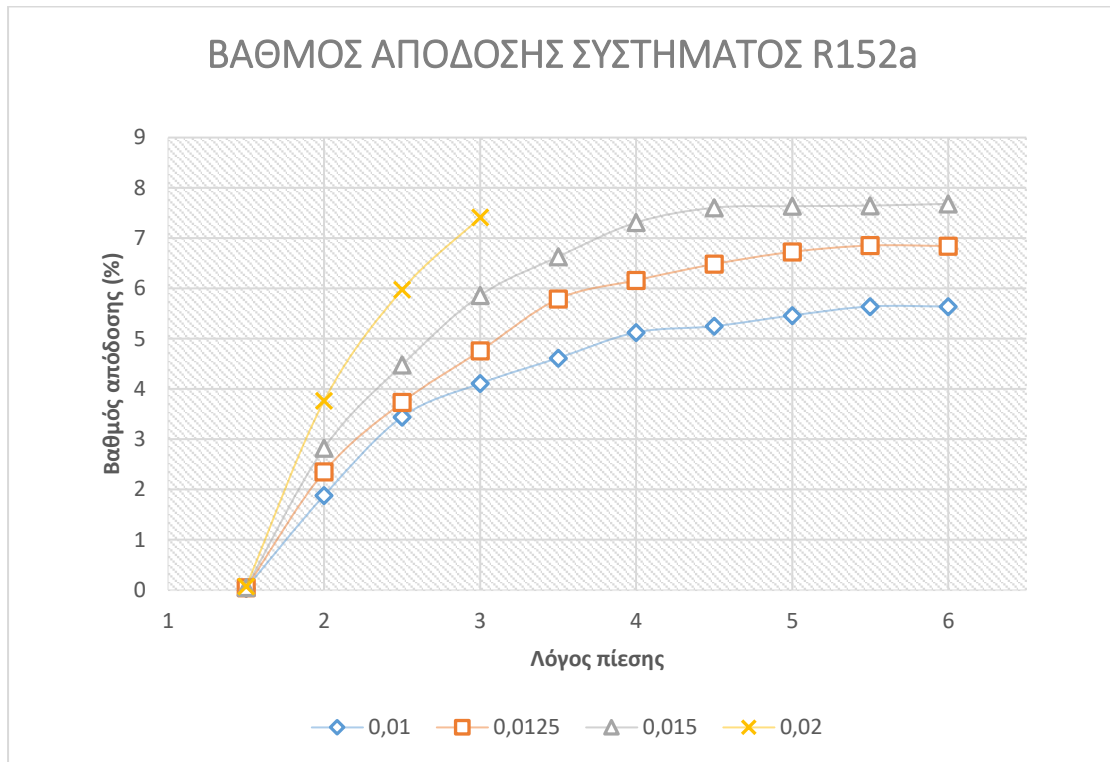


Εικόνα 43. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Παράλληλα, για τον συνολικό βαθμό απόδοσης έγινε διερεύνηση της επίδρασης της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου και τα αποτελέσματα φαίνονται στα διαγράμματα παρακάτω. Η αύξηση της παροχής οδηγεί σε αύξηση του συνολικού βαθμού απόδοσης του συστήματος καθώς αυτό αποδεικνύεται και από τη σχέση υπολογισμού του (4.1).

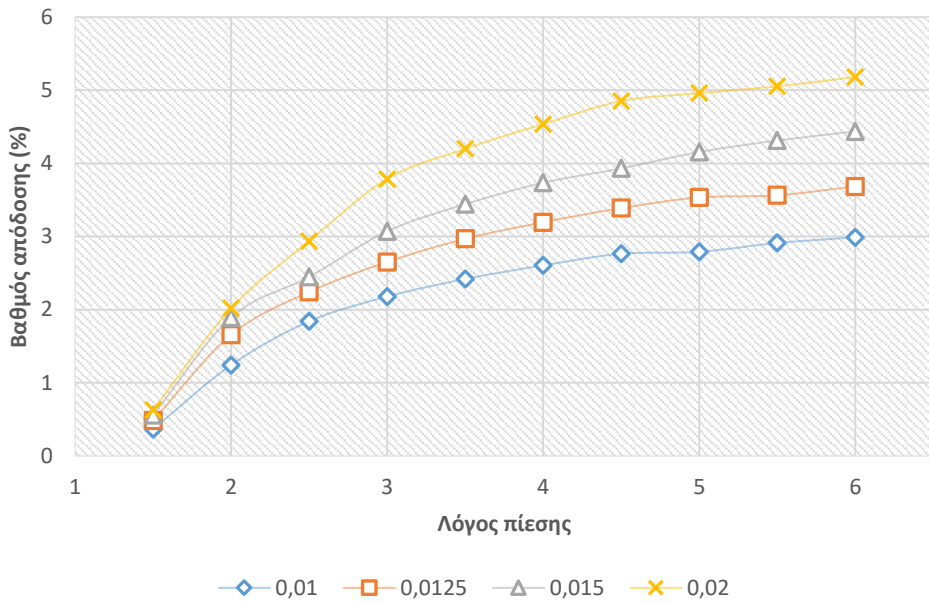


Εικόνα 44. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R134a)



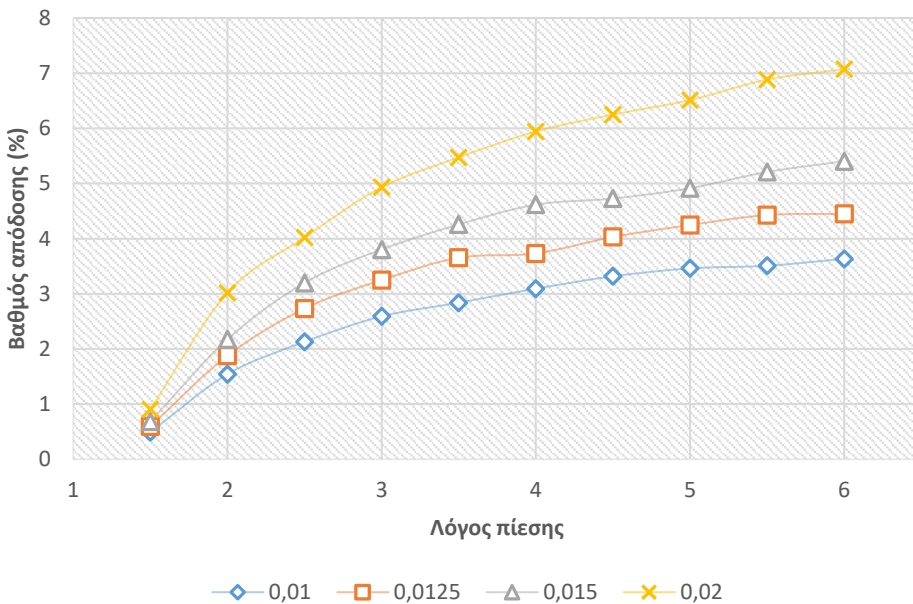
Εικόνα 45. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R152a)

ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ R236fa

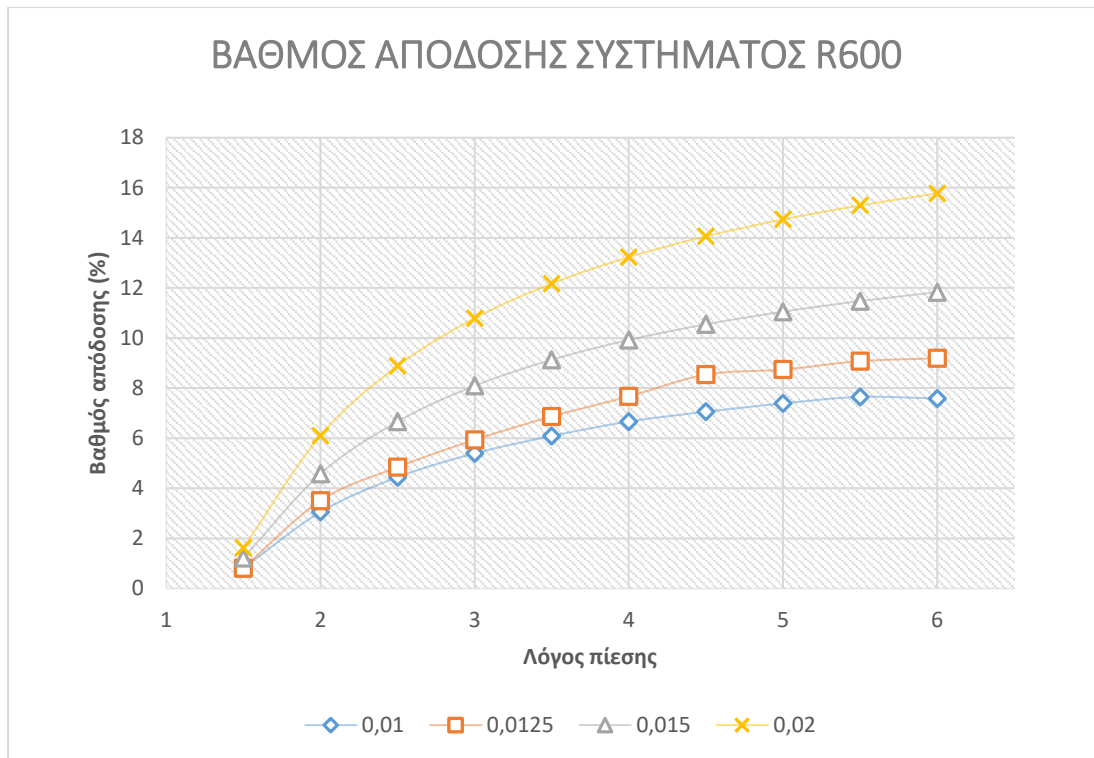


Εικόνα 46. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R236fa)

ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ R245fa



Εικόνα 47. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R245fa)



Εικόνα 48. Διάγραμμα συνολικού βαθμού απόδοσης συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας. (R600)

4.5 ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΣΥΝΕΠΕΙΕΣ ΚΑΙ ΘΕΜΑΤΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται οι περιβαλλοντικές ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων που εξετάστηκαν. Συγκεκριμένα, στον πίνακα 8 δίνονται οι περιβαλλοντικοί παράμετροι, δηλ. το δυναμικό αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη (GWP) και το δυναμικό καταστροφής της στιβάδας του όζοντος (ODP). Ακόμη, δίνονται οι εκτιμήσεις ασφάλειας ως προς την ευφλεκτότητα και την τοξικότητα όπως εκτιμήθηκαν από την ASHRAE σε έκθεση του 2013.

Η πρώτη διαπίστωση είναι ότι όλα τα ρευστά που εξετάστηκαν είναι φιλικά ως προς τη στιβάδα του όζοντος, οπότε αυτή η παράμετρος αμελείται. Έπειτα, φαίνεται ότι κάποιοι υδροφθοράνθρακες (HFCs) έχουν υψηλό δυναμικό αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη (GWP), συγκριμένα το R236fa έχει τιμή 9810, ενώ οι υδρογονάνθρακες (HF), όπως το R600, έχουν αμελητέο δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη.

Μια άλλη περιβαλλοντική πτυχή που λαμβάνεται υπόψιν είναι η ευφλεκτότητα και η τοξικότητα του ρευστού. Όπως διαπιστώνεται οι υδρογονάνθρακες, όπως το R600 είναι εύφλεκτο σε σχέση με τα υπόλοιπα ρευστά ενώ όλα τα εξεταζόμενα ρευστά παρουσιάζουν χαμηλή τοξικότητα.

Πίνακας 8. Περιβαλλοντικά δεδομένα και ασφάλεια εξεταζόμενων εργαζόμενων μέσων. (IPCC AR4)

ΡΕΥΣΤΑ	ΣΥΜΒΟΛΟ	GWP	ODP	ΑΣΦΑΛΕΙΑ(ASHRAE)³
1,1,1,2- TETRAFLUOROETHANE	R134a	1300	0	A1(2013)
1,1-DIFLUOROETHANE	R152a	138	0	A2(2013)
1,1,1,3,3,3- HEXAFLUOROPROPANE	R236fa	9810	0	A1(2013)
1,1,2,2,3- PENTAFLUOROPROPANE	R245fa	1030	0	B1(2013)
BUTANE	R600	4	0	A3(2013)

4.6 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΩΝ ΜΕΣΩΝ

Γενικά, όπως δηλώνεται και από αρκετούς ερευνητές, δεν υπάρχει ρευστό που να ικανοποιεί ταυτόχρονα όλες τις συνθήκες, όπως η παροχή υψηλής απόδοσης και καθαρής παραγόμενης ισχύος, με κατάλληλο σημείο κορεσμού, χαμηλό δυναμικό αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη (GWP) και μικρή ευφλεκτότητα.

Η επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου για ένα ηλιακό οργανικό κύκλο Rankine εξαρτάται από τα κριτήρια που θέτει ο κάθε ερευνητής. Στον πίνακα 8 παρουσιάζονται οι περιβαλλοντικές ιδιότητες των ρευστών που μελετήθηκαν στην παρούσα εργασία. Ακόμη, στους πίνακες 9 και 10 παρουσιάζονται οι θερμοδυναμικές ιδιότητες των εξεταζόμενων ρευστών και οι πιέσεις κορεσμού όπως υπολογίστηκαν από το Coolprop. Συνεπώς, διαπιστώνουμε ότι το R600 παρουσιάζει υψηλή θερμική απόδοση και καθαρή παραγόμενη ισχύ, αλλά είναι εύφλεκτο. Έπειτα, το R236fa έχει υψηλό GWP, το R134a και το R152a έχουν υψηλή πίεση κορεσμού και το R245fa χαρακτηρίζεται υψηλά τοξικό. Η ευφλεκτότητα, η τοξικότητα και το υψηλό δυναμικό υπερθέρμανσης (GWP) δημιουργούν προβλήματα σε περίπτωση διαρροής και αυξάνουν το κόστος της εγκατάστασης ώστε να εξασφαλίζεται η στεγανοποίηση του συστήματος. Ένας άλλος τρόπος να περιοριστεί η ευφλεκτότητα και το GWP ενός ρευστού είναι η ανάμειξη του με άλλες ενώσεις που έχουν χαμηλή ευφλεκτότητα ή GWP. Παράλληλα, η υψηλή πίεση κορεσμού μπορεί να αυξήσει το κόστος της εγκατάστασης και της συντήρησης, αφού απαιτείται πιο ακριβός εξοπλισμός, γεγονός που καθιστά ασύμφορη μια τέτοια εγκατάσταση για οικιακές εφαρμογές. Τέλος, το ρευστό που θα χρησιμοποιηθεί δεν πρέπει να είναι διαβρωτικό ώστε να εξαλειφθούν μεγάλα προβλήματα διάβρωσης των μερών του συστήματος και αντοχής των υλικών της εγκατάστασης.

³ A: χαμηλή τοξικότητα, B: υψηλή τοξικότητα, 1: όχι εύφλεκτο, 2: χαμηλή ευφλεκτότητα, 3: υψηλή ευφλεκτότητα.

Πίνακας 9. Ιδιότητες των ρευστών στην παρούσα εργασία.

ΡΕΥΣΤΑ	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΤΥΠΟΣ	T_{CRIT}(°C)	P_{CRIT}(bar)	T_{BOILING}(°C)^a	ΜΟΡΙΑΚΟ ΒΑΡΟΣ (Kg/Kmol)
1,1,1,2-TETRAFLUOROETHANE	R134a	HFC	101.06	40.593	-26.07	102.03
1,1-DIFLUOROETHANE	R152a	HFC	113.26	45.168	-24.02	66.05
1,1,1,3,3,3-HEXAFLUOROPROPANE	R236fa	HFC	124.92	32.0	-1.49	152.04
1,1,2,2,3-PENTAFLUOROPROPANE	R245fa	HFC	174.42	39.40	25.26	134.05
BUTANE	R600	HC	151.98	37.96	-0.49	58.122

^a. Κανονική θερμοκρασία βρασμού σε 1 bar.

Πίνακας 10. Πίεση εξάτμισης για διάφορους λόγους πίεσης και θερμοκρασία συμπίκνωσης 25°C.

ΡΕΥΣΤΟ	ΛΟΓΟΣ ΠΙΕΣΗΣ										
	P_{COND} at 25 bar	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6
R134a	6.65	9.98	13.31	16.64	19.96	23.29	26.62	29.94	33.27	36.60	39.92
R152a	5.96	8.95	11.93	14.91	17.89	20.88	23.86	26.84	29.82	32.80	35.79
R236fa	2.72	4.08	5.44	6.80	8.16	9.52	10.88	12.24	13.60	14.96	16.32
R245fa	1.49	2.23	2.97	3.71	4.46	5.20	5.94	6.69	7.43	8.17	8.92
R600	2.43	3.65	4.87	6.08	7.30	8.52	9.73	10.95	12.17	13.38	14.60

5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η συνεχώς αυξανόμενη ενεργειακή ζήτηση σε συνδυασμό με την μείωση των παραδοσιακών πηγών ενέργειας και τα διάφορα περιβαλλοντικά προβλήματα αποτελούν ίσως τη μεγαλύτερη πρόκληση σε παγκόσμιο επίπεδο, η οποία χρήζει αντιμετώπισης. Επομένως, μια πιθανή λύση που μπορεί να συμβάλλει στην αποτελεσματική αντιμετώπιση των ζητημάτων αυτών θεωρείται η εκμετάλλευση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας και ειδικότερα η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας. Ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC) αποτελεί μια αξιόπιστη τεχνολογία η οποία μπορεί να μετατρέψει αποτελεσματικά πηγές θερμότητας χαμηλού και μεσαίου δυναμικού (όπως η ηλιακή) σε ωφέλιμη ισχύ.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μοντελοποιήθηκε θερμοδυναμικά και προσομοιώθηκε ένα ηλιακός οργανικός κύκλος Rankine (ORC) μικρής κλίμακας και εξετάστηκαν πέντε οργανικά ρευστά. Στην μελέτη διερευνήθηκε η επίδραση και η συμπεριφορά κάθε ρευστού σε κάθε συνιστώσα του συστήματος καθώς και σε ολόκληρο τον κύκλο για διάφορους λόγους πίεσης. Συγχρόνως, έγινε διερεύνηση του καταλληλότερου εργαζόμενου μέσου για την παραγωγή ταυτόχρονα μηχανικής και θερμικής ενέργειας λαμβάνοντας υπόψιν τις θερμοφυσικές του ιδιότητες και τις περιβαλλοντικές του πτυχές.

Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης αποκαλύπτουν ότι ο λόγος πίεσης, με άλλα λόγια η πίεση εξάτμισης στον ατμοποιητή, έχει σημαντική επίδραση στην απόδοση του συλλέκτη και του εκτονωτή και επομένως στην καθαρή ωφέλιμη ισχύ και την θερμική απόδοση του κύκλου. Πιο αναλυτικά, αυξάνοντας την πίεση εξάτμισης η διφασική περιοχή του ρευστού (εντός της καμπύλης κορεσμού) μειώνεται, με αποτέλεσμα το ρευστό να φτάνει πιο γρήγορα σε κατάσταση κορεσμού και για σταθερή εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία το εργαζόμενο μέσο πετυχαίνει υψηλότερες θερμοκρασίες στην υπέρθερμη περιοχή και υψηλότερο ενεργειακό περιεχόμενο (ενθαλπία), καθώς εξέρχεται από το συλλέκτη. Επίσης, από τα αποτελέσματα φαίνεται ότι οι υδρογονάνθρακες (R600) έχουν υψηλότερη απόδοση σε σχέση με τους υδροφθοράνθρακες που εξετάστηκαν. Αυτό αποδεικνύεται από τα αποτελέσματα όπως παρουσιάζονται στην παράγραφο 4.

Το εργαζόμενο μέσο που θα επιλεγεί διαδραματίζει καίριο ρόλο στην λειτουργία και την απόδοση του ηλιακού ORC. Για παράδειγμα, τα ρευστά με χαμηλή θερμοκρασία βρασμού, όπως το R134a και το R152a, οδηγούν σε αύξηση της πίεσης εξάτμισης με συνέπεια να έχουν περιορισμένη εφαρμογή στο συλλέκτη. Μια άλλη σημαντική παράμετρος είναι οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις του κάθε ρευστού. Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, ο υδρογονάνθρακας R600 παρέχει τις υψηλότερες επιδόσεις στο ηλιακό ORC αλλά είναι εύφλεκτος. Στη συνέχεια, ο υδροφθοράνθρακας R245fa παρέχει βέλτιστη απόδοση στον επίπεδο ηλιακό συλλέκτη, αλλά έχει υψηλή τοξικότητα. Οι παράμετροι αυτοί είναι σημαντικό να λαμβάνονται υπόψιν καθώς θέτουν σε κίνδυνο το περιβάλλον και την ασφάλεια των κατοίκων σε ενδεχόμενη αστοχία και έπειτα επηρεάζουν αρνητικά το κόστος τόσο της εγκατάστασης όσο και της συντήρησης ενός τέτοιου συστήματος ηλιακού ORC.

Ολοκληρώνοντας, είναι σημαντικό να καθορίζονται οι απαιτήσεις της εγκατάστασης πριν γίνει η διερεύνηση καταλληλότερου εργαζόμενου μέσου. Κατά αυτό τον τρόπο μπορεί να επιλεγεί ένα οργανικό ρευστό που παρουσιάζει μέτρια απόδοση συστήματος αλλά ταυτόχρονα πληρεί τα περιβαλλοντικά κριτήρια και τις απαιτήσεις ασφαλείας. Παράλληλα, οι διαρκώς αυξανόμενες ενεργειακές απαιτήσεις καθιστούν αναγκαία τη μελέτη νέων καθαρών οργανικών ρευστών και οργανικών μιγμάτων με στόχο να επιτευχθούν υψηλότεροι

βαθμοί απόδοσης των ηλιακών συστημάτων ORC και να αντικατασταθούν τα εργαζόμενα μέσα που θεωρούνται βλαβερά για τον άνθρωπο και το περιβάλλον.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Nguyen, V.M., P.S. Doherty, and S.B. Riffat, *Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system*. Applied Thermal Engineering, 2001. **21**(2): p. 169-181.
2. Şen, Z., *Solar energy in progress and future research trends*. Progress in Energy and Combustion Science, 2004. **30**(4): p. 367-416.
3. IEA, *Energy Technology Perspectives 2014*. IEA.
4. Kalogirou, S.A., *Solar thermal collectors and applications*. Progress in Energy and Combustion Science, 2004. **30**(3): p. 231-295.
5. Siva Reddy, V., et al., *State-of-the-art of solar thermal power plants—A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **27**: p. 258-273.
6. Twomey, B., P.A. Jacobs, and H. Gurgenci, *Dynamic performance estimation of small-scale solar cogeneration with an organic Rankine cycle using a scroll expander*. Applied Thermal Engineering, 2013. **51**(1): p. 1307-1316.
7. <http://www.solar-thermal.com/solar-thermal.pdf>, *Solar Thermal Energy An Industry Report*. 2008.
8. Tzivanidis, C., E. Bellos, and K.A. Antonopoulos, *Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal Organic Rankine Cycle power plant*. Energy Conversion and Management, 2016. **126**: p. 421-433.
9. J., L., *Gradual progress in the Organic Rankine Cycle and Solar Thermal Power Generation: structural optimization and experimental investigation of the Organic Rankine Cycle for Solar Thermal Power Generation*. Springer -Verlag Berlin Heidelberg, 2015.
10. Aghahosseini, S. and I. Dincer, *Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine Cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids*. Applied Thermal Engineering, 2013. **54**(1): p. 35-42.
11. Quoilin, S., et al., *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **22**: p. 168-186.
12. Κακαράς, Ε., Σ. Καρέλλας, *Αντιρρυπαντική τεχνολογία θερμικών σταθμών*. 2013: Εκδόσεις Τσότρας. 723.
13. Manolakos, D., et al., *On site experimental evaluation of a low-temperature solar organic Rankine cycle system for RO desalination*. Solar Energy, 2009. **83**(5): p. 646-656.
14. Georges, E., et al., *Design of a small-scale organic Rankine cycle engine used in a solar power plant*. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2013. **8**(suppl_1): p. i34-i41.
15. Marion, M., I. Voicu, and A.-L. Tiffonnet, *Wind effect on the performance of a solar organic Rankine cycle*. Renewable Energy, 2014. **68**: p. 651-661.
16. Li, J., et al., *Effect of working fluids on the performance of a novel direct vapor generation solar organic Rankine cycle system*. Applied Thermal Engineering, 2016. **98**: p. 786-797.
17. Βαντάνας, *Εξεργειακή ανάλυση οργανικού κύκλου Rankine χαμηλής θερμοκρασιακής πηγής*, in *Τομέας Θερμότητας 2016, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ: Αθήνα*. p. 94.
18. Desai, N.B. and S. Bandyopadhyay, *Line-focusing concentrating solar collector-based power plants: a review*. Clean Technologies and Environmental Policy, 2017. **19**(1): p. 9-35.

19. Blanco, M.J. and S. Miller, *1 - Introduction to concentrating solar thermal (CST) technologies*, in *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*. 2017, Woodhead Publishing. p. 3-25.
20. Wikipedia, *Parabolic trough*.
21. Pei, G., J. Li, and J. Ji, *Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle*. Applied Thermal Engineering, 2010. **30**(8): p. 998-1004.
22. Tchanche, B.F., et al., *Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(11): p. 2468-2476.
23. Bao, J. and L. Zhao, *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **24**: p. 325-342.
24. Badr, O., S.D. Probert, and P.W. O'Callaghan, *Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine*. Applied Energy, 1985. **21**(1): p. 1-42.
25. Delgado-Torres, A.M., *Solar thermal heat engines for water pumping: An update*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. **13**(2): p. 462-472.
26. Wang, X.D., et al., *Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa*. Solar Energy, 2010. **84**(3): p. 353-364.
27. Dincer, X.Z.I., *Energy Solutions to Combat Global Warming*. Lecture Notes in Energy. 2017.
28. Delgado-Torres, A.M. and L. García-Rodríguez, *Preliminary assessment of solar organic Rankine cycles for driving a desalination system*. Desalination, 2007. **216**(1): p. 252-275.
29. Wang, J.L., L. Zhao, and X.D. Wang, *A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle*. Applied Energy, 2010. **87**(11): p. 3366-3373.
30. Wang, X.D. and L. Zhao, *Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation*. Solar Energy, 2009. **83**(5): p. 605-613.
31. Aboelwafa, O., et al., *A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018. **82**: p. 868-885.
32. Schuster, A., J. Karl, and S. Karellas, *Simulation of an innovative stand-alone solar desalination system using an organic rankine cycle*. International Journal of Thermodynamics, 2007. **10**(4): p. 155-163.
33. Tchanche, B.F., et al., *Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. **15**(8): p. 3963-3979.
34. Bruno, J.C., et al., *Modelling and optimisation of solar organic rankine cycle engines for reverse osmosis desalination*. Applied Thermal Engineering, 2008. **28**(17): p. 2212-2226.
35. Gang, P., L. Jing, and J. Jie, *Design and analysis of a novel low-temperature solar thermal electric system with two-stage collectors and heat storage units*. Renewable Energy, 2011. **36**(9): p. 2324-2333.
36. Yang, W.J., C.H. Kuo, and O. Aydin, *A hybrid power generation system: solar-driven Rankine engine–hydrogen storage*. International Journal of Energy Research, 2001. **25**(12): p. 1107-1125.
37. Okoroigwe, E. and A. Madhlopa, *An integrated combined cycle system driven by a solar tower: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **57**: p. 337-350.
38. Zhou, C., E. Doroodchi, and B. Moghtaderi, *An in-depth assessment of hybrid solar–geothermal power generation*. Energy Conversion and Management, 2013. **74**: p. 88-101.

39. Qiu, G., H. Liu, and S. Riffat, *Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering, 2011. **31**(16): p. 3301-3307.
40. Song, P., et al., *A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems*. Applied Thermal Engineering, 2015. **75**: p. 54-64.
41. Rahbar, K., S. Mahmoud, and R.K. Al-Dadah, *Mean-line modeling and CFD analysis of a miniature radial turbine for distributed power generation systems*. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2016. **11**(2): p. 157-168.
42. Fiaschi, D., G. Manfrida, and F. Maraschiello, *Thermo-fluid dynamics preliminary design of turbo-expanders for ORC cycles*. Applied Energy, 2012. **97**: p. 601-608.
43. Quoilin, S., *Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications*, in *Département d'aérospatiale et mécanique*. 2011, University of Liège, Liège, Belgium: Belgium.
44. Lemort, V., S. Declaye, and S. Quoilin, *Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2012. **226**(1): p. 126-136.
45. Ευστράτιος, Μ., «ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΑΠΟ ΕΚΤΟΝΩΤΗ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΣΕ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ ΨΥΚΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ», in *Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών*. Ιούλιος 2015, ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ: Αθήνα. p. 141.
46. Wang, H., R.B. Peterson, and T. Herron, *Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2009. **223**(7): p. 863-872.
47. Kolasiński, P., *The Influence of the Heat Source Temperature on the Multivane Expander Output Power in an Organic Rankine Cycle (ORC) System*. Energies, 2015. **8**(5): p. 1-19.
48. Helvacı, H.U. and Z.A. Khan, *Thermodynamic modelling and analysis of a solar organic Rankine cycle employing thermofluids*. Energy Conversion and Management, 2017. **138**: p. 493-510.
49. Helvacı, H.U. and Z.A. Khan, *Mathematical modelling and simulation of multiphase flow in a flat plate solar energy collector*. Energy Conversion and Management, 2015. **106**: p. 139-150.
50. Agarwal, V.K. and D.C. Larson, *Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector*. Solar Energy, 1981. **27**(1): p. 69-71.
51. Bergman, T.L., A.S. Lavine, and F.P. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*. 2011: John Wiley & Sons, Incorporated.
52. Shah, M.M., *Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study*. Journal Name: ASHRAE Trans.; (United States); Journal Volume: 88; Conference: Semi-annual meeting of the American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Houston, TX, USA, 24 Jan 1982. 1982. Medium: X; Size: Pages: 185-195.
53. Helvacı, H.U. and Z.A. Khan, *Experimental study of thermodynamic assessment of a small scale solar thermal system*. Energy Conversion and Management, 2016. **117**: p. 567-576.
54. Gnutek, Z. and P. Kolasiński, *The Application of Rotary Vane Expanders in Organic Rankine Cycle Systems—Thermodynamic Description and Experimental Results*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013. **135**(6): p. 061901-061901-10.

55. Kim, Y., D. Shin, and C. Kim, *Optimization of Design Pressure Ratio of Positive Displacement Expander for Vehicle Engine Waste Heat Recovery*. *Energies*, 2014. **7**(9): p. 6105.
56. Bell, I.H., et al., *Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp*. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2014. **53**(6): p. 2498-2508.
57. MathWorks, I., *MATLAB : the language of technical computing : computation, visualization, programming : installation guide for UNIX version 5*. 1996: Natwick : Math Works Inc., 1996.
58. Vivian, J., G. Manente, and A. Lazzaretto, *A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources*. *Applied Energy*, 2015. **156**: p. 727-746.
59. W., H.W. and B. A., *Low-grade heat-driven Rankine cycle, a feasibility study*. *International Journal of Energy Research*, 2008. **32**(15): p. 1373-1382.