ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«Εξεργειακή και οικονομική ανάλυση συστημάτων ηλιακά τροφοδοτούμενου Οργανικού Κύκλου Rankine με χρήση γενετικού αλγορίθμου πολυ-βελτιστοποίησης»

Του Φοιτητή

Λουμπάρδη Γεωργίου

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Οκτώβριος 2018

Περίληψη

Η συνεχής αύξηση της ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας καθώς και η εξάντληση των αποθεμάτων των ορυκτών καυσίμων σε συνδυασμό με το δεδομένο αρνητικό τους αντίκτυπο στο περιβάλλον έχουν στρέψει το ενδιαφέρον προς εναλλακτικές μορφές διεσπαρμένης παραγωγής ενέργειας. Μια από τις πιο δημοφιλείς τεχνολογίες προς αυτή την κατεύθυνση είναι ο Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC), ο οποίος δύναται να εκμεταλλευθεί πηγές θερμότητας πολύ χαμηλής θερμοκρασίας. Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε η απόδοση ενός συστήματος ORC μικρής κλίμακας χαμηλής θερμοκρασίας, τροφοδοτούμενο από ηλιακούς συλλέκτες για εφαρμογή στην περιοχή της Νοτιοανατολικής Μεσογείου.

Στα πλαίσια της μελέτης αξιολογήθηκαν πολλαπλά σενάρια συστημάτων, ως προς το εργαζόμενο μέσο, την περιοχή εγκατάστασης των συλλεκτών και των τύπο αυτών. Για κάθε σενάριο αναπτύχθηκε και εκτελέστηκε πολυ-παραμετρικός γενετικός αλγόριθμος για τη βελτιστοποιήση της περιόδου αποπληρωμής και της εξεργειακής απόδοσης τους εκάστοτε συστήματος ως προς την συλλεκτική επιφάνεια και τον όγκο του δοχείου αποθήκευσης ενέργειας για ετήσια προσομοίωση λειτουργίας με ωριαία δεδομένα. Τα αποτελέσματα των γενετικών αλγορίθμων έδειξαν ότι η μεγιστοποίηση της απόδοσης των συστημάτων σε όλες τις περιπτώσεις επιτυγχανόταν για τον ελάχιστο όγκο δοχείου αποθήκευσης, καθώς η παραγόμενη ενέργεια συνέφερε να διοχετεύεται στο δίκτυο άμεσα. Από την άλλη πλευρά, η συσχέτιση με την επιφάνεια των συλλεκτών ήταν πιο σύνθετη και άμεσα επηρεαζόμενη από τις κλιματικές συνθήκες της εκάστοτε πόλης. Η μέγιστη εξεργειακή απόδοση του ζεύγους ηλιακοί συλλέκτες-ORC ήταν της τάξης του 6.2% και σημειώθηκε στην Αθήνα χρησιμοποιώντας R245fa σαν εργαζόμενο μέσο και επίπεδους συλλέκτες. Από την άλλη πλευρά η βέλτιστη περίοδος αποπληρωμής με τιμή ίση με 11.9 έτη σημειώθηκε για την πόλη της Λάρνακας, με εργαζόμενο μέσο το R152a και συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου. Επιπλέον, η εξοικονόμηση ενέργειας που συνεπάγεται η λειτουργία του ORC ανάχθηκε σε εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας για την καλύτερη επισκόπηση και αξιολόγηση των αποτελεσμάτων. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, η μέγιστη εξοικονόμηση σημειώθηκε σε όλες τις πόλεις με εργαζόμενο μέσο το R152a και για το μέγιστο αριθμό συλλεκτών.

Abstract

The continuous increase in the energy demand, the reduction on thefossil fuels reservoirs as well as their malevolent impact on the environment has turned interest towards more “green” alternatives for decentralized power production. Among these technologies one of the most well-established is the Organic Rankine Cycle (ORC), which is able to exploit very low grade heat sources. In this study, the performance of a small scale low temperature solar driven ORC was investigated for application in South-East Mediterranean region.

The study included the assessment of multiple scenarios, in terms of the working fluid, the site of installation and the solar collector’s type. For each scenario a multi-objective genetic algorithm was developed and executed in order to optimize the payback period and the mean exergy efficiency for each solar driven ORC for an annual operation using an hourly step. The optimization variables were the solar field area and the heat storage tank’s capacity. The results indicated that the optimum was located for all scenarios in the minimum heat storage tank capacity, which practically meant that it is better to feed all the produced electricity directly to the grid. On the other hand, the correlation between the solar field area and the optimization parameters was more complicated and was directly connected to the climatic conditions of each considered location. The maximum exergy efficiency among the considered scenarios, was in the range of 6.2% for an flat plate collectors’ driven ORC using R245fa as working fluid. The minimum payback period was reported for the case of Larnaca, using parabolic trough collectors and R152a as the ORC’s fluid. Finally, for a more broad comparison of the system’s results, the annual energy production of the ORC was translated in primary energy savings. For this analysis, it was observed that in all cities R152a was achieving the highest savings for the maximum area of the solar field.

Πρόλογος

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Αναπληρωτή Καθηγητή και επιβλέποντα της παρούσας διπλωματικής εργασίας κ. Σωτήριο Καρέλλα που με εμπιστεύτηκε και μου έδωσε την ευκαιρία να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον θέμα.

Ειδική μνεία θα ήθελα να απευθύνω στον Τρύφωνα Ρουμπεδάκη ο οποίος αφιέρωσε πολύ χρόνο, παρά το βεβαρυμμένο του πρόγραμμα, για την εκπόνηση αυτής της εργασίας. Η καθοδήγηση του, η ανταλλαγή ιδεών αλλά και η υποστήριξη του έπαιξαν καθοριστικό ρόλο στην ολοκλήρωση αυτής της μελέτης.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τους φίλους μου και όσους με τον δικό τους τρόπο με βοήθησαν όλα αυτά τα χρόνια στην διαδρομή προς την ολοκλήρωση των σπουδών μου.

Τέλος το μεγαλύτερο ευχαριστώ θα ήθελα να το απευθύνω στην οικογένεια μου και ειδικότερα στους γονείς μου, οι οποίοι καθ' όλη την διάρκεια της ζωής μου με στήριζαν και μου συμπαραστέκονταν σε ότι και αν χρειαζόμουν.

Περιεχόμενα

Περίληψη ..... *ii*

Abstract ..... *iii*

Πρόλογος ..... *iv*

Περιεχόμενα ..... *v*

Περιεχόμενα Σχημάτων ..... *vii*

Περιεχόμενα Πινάκων ..... *xi*

Πίνακας Συμβόλων ..... *xii*

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή *1*

1.1. Ηλιακοί συλλέκτες 1

1.1.1 Επίπεδοι Ηλιακοί Συλλέκτες (Flat Plate Collectors-FPC) 3

1.1.2 Συλλέκτες κενού (Evacuated Tube Collectors-ETC) 4

1.1.3 Συλλέκτες Παραβολικού Κατόπτρου (Parabolic Through Collectors-PTC) 7

1.2. Οργανικός Κύκλος Rankine 9

1.2.1 Ο κύκλος Rankine 9

1.2.2 Ο Οργανικός Κύκλος Rankine 11

Κεφάλαιο 2. Σύστημα ηλιακής αξιοποίησης *15*

2.1. Μοντελοποίηση συστήματος ηλιακής αξιοποίησης 15

2.1.1 Μοντελοποίηση ηλιακών συλλεκτών 15

2.1.2 Μοντελοποίηση τροφοδοτικού δοχείου 21

2.2. Λειτουργία συστήματος ηλιακής αξιοποίησης 23

Κεφάλαιο 3. Οργανικός Κύκλος Rankine *29*

3.1. Μοντελοποίηση οργανικού κύκλου Rankine 29

3.1.1 Μοντελοποίηση Αντλίας 30

3.1.2 Μοντελοποίηση Εκτονωτή 33

3.1.3 Μοντελοποίηση Γεννήτριας-Κινητήρα 39

3.1.4 Μοντελοποίηση Εναλλακτών Θερμότητας 42

3.2. Μοντελοποίηση θερμοδυναμικού κύκλου 47

3.3. Επιλογή Εργαζόμενου μέσου 52

3.4. Λειτουργία του κύκλου ORC 54

3.4.1 Ονομαστική λειτουργία του κύκλου ORC 55

3.4.2 Λειτουργία εκτός ονομαστικού σημείου για τον κύκλο ORC 60

Κεφάλαιο 4. Βελτιστοποίηση συνολικής εγκατάστασης *65*

4.1. Εξεργειακός βαθμός απόδοσης 65
4.2. Περίοδος αποπληρωμής 70
4.3. Γενετικός Αλγόριθμος 77
4.4. Εξοικονόμηση Πρωτογενούς Ενέργειας 92
4.5. Σύγκριση με βιβλιογραφία 94
Κεφάλαιο 5. Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική εργασία. 97
Βιβλιογραφία 99

Περιεχόμενα Σχημάτων

Εικ. 1.1. Σχηματική απεικόνιση συλλέκτη PTC..... 8

Εικ. 1.2. (α) Σχηματική απεικόνιση ενός τυπικού κύκλου Rankine. (β) Θερμοδυναμικό διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της εντροπίας για έναν τυπικό κύκλο Rankine..... 10

Εικ. 1.3. . Διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της ενθαλπίας για πραγματικό και ιδανικό κύκλο Rankine..... 11

Εικ. 1.4. Διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της ενθαλπίας για ξηρά, ισεντροπικά και υγρά οργανικά μέσα [25] 12

Εικ. 1.5 (α) Σχηματική απεικόνιση ενός τυπικού ORC. (β) Θερμοδυναμικό διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της εντροπίας για έναν τυπικό ORC..... 13

Εικ. 1.6. Διάγραμμα υποκρίσιμου και υπερκρίσιμου κύκλου για ένα κύκλο ORC, για το οργανικό ρευστό R227ea. 14

Εικ. 2.1. Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος ηλιακής αξιοποίησης..... 15

Εικ. 2.2 Διάγραμμα απόδοσης των συλλεκτών συναρτήσει της διαφοράς της θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τους συλλέκτες και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος..... 20

Εικ. 2.3 Διάγραμμα θερμοκρασίας και αριθμού διαφορετικών οριζόντιων επιπέδων στο τροφοδοτικό δοχείο. 22

Εικ. 2.4 Διάγραμμα θερμοκρασίας απαγωγής προς τον ατμοποιητή Thi συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες FPC και την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση. 26

Εικ. 2.5 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών $Qcol$ συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες FPC και την πόλη της Αθήνα με σταθερή κατανάλωση..... 26

Εικ. 2.6 Διάγραμμα θερμοκρασίας απαγωγής προς τον ατμοποιητή Thi συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες ETC και την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση. 27

Εικ. 2.7 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών $Qcol$ συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες ETC και την πόλη της Αθήνα με σταθερή κατανάλωση..... 27

Εικ. 2.8 Διάγραμμα θερμοκρασίας απαγωγής προς τον ατμοποιητή Thi συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες PTC και την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση. 27

Εικ. 2.9 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών $Qcol$ συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες PTC και την πόλη της Αθήνα με σταθερή κατανάλωση. 28

Εικ. 3.1. Ενδεικτικό θερμοδυναμικό διάγραμμα ORC..... 29

Εικ. 3.2 Απεικόνιση αντλίας της εγκατάστασης..... 30

Εικ. 3.3 Καμπύλη στροφών-ογκομετρικής παροχής για την αντλία Hydra-Cel D-10x..... 31

Εικ. 3.4 Τα στάδια λειτουργίας ενός εμβολοφόρου εκτονωτή..... 34

Εικ. 3.5 Τα στάδια λειτουργίας ενός σπειροειδή εκτονωτή 34

Εικ. 3.6 Τα στάδια λειτουργίας ενός ελικοειδή εκτονωτή..... 35

Εικ. 3.7 Όρια αποδοτικής λειτουργίας συναρτήσει της διακινούμενης παροχής όγκου για διάφορους τύπους μηχανών θετικής μετατόπισης[41] 35

Εικ. 3.8 Εύρη αποδοτικής λειτουργίας διαφόρων εκτονωτών για εφαρμογές ORC. [42] 36

Εικ. 3.9 Συσχετισμός ισεντροπικού βαθμού απόδοσης με την πτώση πίεσης για εκτονωτές. 38

Εικ. 3.10 Λειτουργία πλακοειδή εναλλάκτη 43

Εικ. 3.11 Εύρος λειτουργίας διαφόρων τύπων εναλλακτών. 43

Εικ. 3.12 Βασικές διαστάσεις μίας πλάκας του εναλλάκτη 44

Εικ. 3.13 Διάγραμμα ροής ατμοποιητή 49

Εικ. 3.14 Διάγραμμα ροής εκτονωτή 50

Εικ. 3.15 Διάγραμμα ροής συμπυκνωτή 51

Εικ. 3.16 Διάγραμμα ροής αντλίας 52

Εικ. 3.17 Διάγραμμα απόδοσης του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης για όλα τα επιλεγόμενα οργανικά μέσα 57

Εικ. 3.18 Διάγραμμα απόδοσης του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης για όλα τα επιλεγόμενα οργανικά μέσα 57

Εικ. 3.19 Υπολογισμός του Pinch Point στον ατμοποιητή 61

Εικ. 3.20 Υπολογισμός του Pinch Point στον συμπυκνωτή 61

Εικ. 3.21 Καθαρό παραγόμενο έργο της εγκατάστασης ORC ανάλογα το οργανικό μέσο 63

Εικ. 3.22 Απόδοση της εγκατάστασης ORC ανάλογα το οργανικό μέσο 63

Εικ. 4.1. .«Προφίλ» Καθαρού παραγόμενου έργου ORC συναρτήσει του ζεστού νερού στον ατμοποιητή, για όλα τα οργανικά μέσα 67

Εικ. 4.2. «Προφίλ» Βαθμού απόδοσης συστήματος ORC συναρτήσει του ζεστού νερού στον ατμοποιητή, για όλα τα οργανικά μέσα 67

Εικ. 4.3 Προκαταρκτικό διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης για την πόλη της Αθήνας, για όλα τα ρευστά. 70

Εικ. 4.4 Διάγραμμα σταθερού κόστους $Csolartank$ του τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει του όγκου του Vst σύμφωνα με στοιχεία της εταιρίας Cerbos 72

Εικ. 4.5 Διάγραμμα σταθερού κόστους Cst, orv του τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει του όγκου του Vst, orc σύμφωνα με στοιχεία από την εταιρία Zilmet. 73

Εικ. 4.6 Τιμή του ρεύματος δικτύου για νοικοκυριά και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat, για τα δεύτερα εξάμηνα των ετών 2015-2017 76

Εικ. 4.7 Προκαταρκτικό διάγραμμα περιόδου αποπληρωμής για την πόλη της Αθήνας, για όλα τα ρευστά. 77

Εικ. 4.8 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Αθήνας. 78

Εικ. 4.9 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Αθήνας. 79

Εικ. 4.10 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Αθήνας. 80

Εικ. 4.11 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Θεσσαλονίκης..... 80

Εικ. 4.12 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Θεσσαλονίκης..... 81

Εικ. 4.13 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Θεσσαλονίκης..... 81

Εικ. 4.14 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Κωνσταντινούπολη. 82

Εικ. 4.15. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Κωνσταντινούπολη 82

Εικ. 4.16 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Κωνσταντινούπολη. 83

Εικ. 4.17 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Λάρνακας. 83

Εικ. 4.18 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Λάρνακας. 84

Εικ. 4.19 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Λάρνακας. 84

Εικ. 4.20 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Αθήνα. 85

Εικ. 4.21 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Αθήνα. 85

Εικ. 4.22 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Αθήνα. 86

Εικ. 4.23 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Θεσσαλονίκης. 86

Εικ. 4.24 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Θεσσαλονίκης. 87

Εικ. 4.25 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Θεσσαλονίκης. 87

Εικ. 4.26 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Κωσταντινούπολης..... 88

Εικ. 4.27 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Κωσταντινούπολης..... 88

Εικ. 4.28 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Κωσταντινούπολης..... 89

Εικ. 4.29 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Λάρνακας..... 89

Εικ. 4.30 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Λάρνακας..... 90

Εικ. 4.31 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Λάρνακας..... 90

Εικ. 4.32 Διάγραμμα εξοικονόμισης Πρωτογενούς Ενέργειας συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας συλλεκτών, για όλα τα οργανικά μέσα για την πόλη της Αθήνας..... 92

Εικ. 4.33 Διάγραμμα εξοικονόμισης Πρωτογενούς Ενέργειας συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας συλλεκτών, για όλα τα οργανικά μέσα για την πόλη της Θεσσαλονίκης. 93

Εικ. 4.34 Διάγραμμα εξοικονόμισης Πρωτογενούς Ενέργειας συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας συλλεκτών, για όλα τα οργανικά μέσα για την πόλη της Κωνσταντινούπολης.. . 93

Εικ. 4.35. Διάγραμμα εξοικονόμισης Πρωτογενούς Ενέργειας συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας συλλεκτών, για όλα τα οργανικά μέσα για την πόλη της Λάρνακας. 93

Περιεχόμενα Πινάκων

Πιν. 2.1. Γεωγραφικά στοιχεία των υπό μελέτη πόλεων 16

Πιν. 2.2. Οι τιμές των γωνιών για την βελτιστοποίηση της ακτινοβολίας ανά πόλη 19

Πιν. 2.3. Σταθερές εξίσωσης βαθμού απόδοσης ανά τύπο συλλέκτη 19

Πιν. 3.1. Πρόσθετα χαρακτηριστικά της αντλίας 30

Πιν. 3.2 Σταθερές για τον υπολογισμό της ηλεκτρικής απόδοσης του αντιστροφέα 40

Πιν. 3.3 Σταθερές για τον υπολογισμό της ηλεκτρικομηχανικής απόδοσης της γεννήτριας .. 41

Πιν. 3.4 Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας AC30EQ 44

Πιν. 3.5. Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας AC70X 44

Πιν. 3.6. Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας AC112 45

Πιν. 3.7. Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας CB200 45

Πιν. 3.8. Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας CB30 46

Πιν. 3.9. Οργανικά μέσα και οι κυριότερες ιδιότητες τους 54

Πιν. 3.10. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R134a 58

Πιν. 3.11. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R134a 58

Πιν. 3.12. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R227ea 59

Πιν. 3.13. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R236ea 59

Πιν. 3.14. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R245fa 59

Πιν. 3.15. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R1234ze(E) 59

Πιν. 3.16. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για RC318 60

Πιν. 4.1.Κόστος επιλεγμένων οργανικών ρευστών 73

Πιν. 4.2. Ονομαστική ισχύς για όλα τα εργαζόμενα μέσα 74

Πιν. 4.3. Συνολική επιφάνεια εναλλακτών θερμότητας για όλα τα οργανικα΄ρευστά 75

Πιν. 4.4.Τιμή πώλησης ηλεκτρικού ρεύματος για τις υπό μελέτη χώρες 76

Πιν. 4.5 Συντελεστές Πρωτογενούς Ενέργειας για τις υπό εξέταση χώρες 92

Πίνακας Συμβόλων

A	*Επιφάνεια*	$[m^2]$
A_a	Επιφάνεια “ανοίγματος”	$[m^2]$
A_r	Επιφάνεια του δέκτη	$[m^2]$
C	*Κόστος*	[€]
$\mathrm{C_P}$	Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση	$\left[\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kgK}}\right]$
D	*Διάμετρος*	$[m\ ]$
Ex	*Εξέργεια*	$\left[\frac{J}{s}\right]$
FC	*Σταθερό κόστος*	[€]
ff	*Παράγοντας πλήρωσης*	$[-]$
$Fluid$	*Ρευστό*	$[-]$
GWP	*Δυνατότητα ουσίας να δράσει σαν αέριο που βοηθά στο φαινόμενο του θερμοκηπίου*	$[-]$
H	*Ύψος*	$[m\ ]$
h	*Ειδική ενθαλπία*	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
I	*Ωριαία ηλιακή ακτινοβολία*	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$
k	*Μοντέλο Εναλλάκτη θερμότητας*	$[-]$
L	Μήκος	$[m]$
L_{loc}	Γεωγραφικό μήκος	$[deg]$
L_{st}	*Γεωγραφικό πλάτος μεσημβρινού*	$[deg]$
$\dot{m}$	*Παροχή μάζας*	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
N,N_{rot}	*Στροφές*	$[rpm]$
N_t	*Αριθμός πλακών*	$[-]$
ODP	*Δυνατότητα ουσίας να καταστρέφει το όζον*	$[-]$
P	*Πίεση*	$[Pa - bar]$
PbP	*Περίοδος αποπληρωμής*	$[\chi\rho\acute{o}\nu\iota\alpha]$
P_{el}	Ηλεκτρική ισχύς	[W]
Q	*Ισχύς*	$[W]$
r_p	*Λόγος πίεσης*	$[-]$
s	*Ειδική εντροπία*	$\left[\frac{J}{kg\ K}\right]$
T	*Θερμοκρασία*	$[K]$
t	*Χρονικό διάστημα*	$[s]$

U	Ειδική θερμική διαπερατότητα	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
V	*Όγκος*	$[m^3]$
VC	*Κόστος λειτουργίας*	$[€]$
$\dot{V}_s$	*Όγκος σάρωσης*	$\left[\frac{m^3}{rev}\right]$
$\dot{W}$	Έργο ανά μονάδα χρόνου	$[W]$

Ελληνικά Σύμβολα

β	*Γωνία κλίσης συλλέκτη*	$[deg]$
δ	*Ηλιακή απόκλιση*	$[deg]$
η	*Βαθμός απόδοσης*	$[-]$
ϑ	*Γωνία πρόσπτωσης*	$[deg]$
θ_Z	*Γωνία ζενίθ*	$[deg]$
ξ	*Ανακλαστικότητα εδάφους*	$[-]$
ρ	Πυκνότητα	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
φ	Γεωγραφικό πλάτος	$[deg]$
ω	Ωριαία γωνία	$[deg]$

Δείκτες

amb	Περιβάλλον
b	Άμεσος
c	Ψυχρό
col	Συλλέκτη
cond	Συμπυκνωτής
crit	Κρίσιμο
d	Διάχυτος
el	Ηλεκτρικός
evap	Ατμοποιητής
ex	Εξεργειακός
exp	Εκτονωτής
fl	Ρευστό
gen	Γεννήτρια
glob	Ολικός
h	Θερμό
hyd	Υδραυλικό
in (i)	Εισερχόμενος
inv	Μετατροπέας
leak	Διαρροές
max	Μέγιστος
mech	Μηχανικό

misc	Υπολογιστικά μηχανήματα και συστήματα ελέγχου
mot,motor	Κινητήρας
n	Κάθετος
net	Καθαρή
nom	Ονομαστικό
orc	Σύστημα ORC
out (o)	Εξερχόμενος
piping	Σωληνώσεων
pump	Αντλία
solartank	Τροφοδοτικό δοχείο συλλεκτών
st	Τροφοδοτικό δοχείο
sub	Υπόψυξη
sup	Υπερθέρμανση
T	Κεκλιμένος
th	Θεωρητικός
tot	Συνολικός
w	Νερό
*	Αδιαστατοποιημένο σημείο

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

Η ενέργεια αποτελεί μία από τις πλέον βασικές ανάγκες του ανθρώπου. Από τα μέσα μεταφοράς και τις βιομηχανίες μέχρι και τον ηλεκτρισμό, την ψύξη και την θέρμανση, τα πάντα απαιτούν την κατανάλωση ενέργειας από μέρους μας. Η ενέργεια αυτή παράγεται κατά κύριο λόγο από ορυκτά καύσιμα όπως πετρέλαιο, φυσικό αέριο και λιγνίτης. Οι επιβλαβείς ρύποι όμως που προκύπτουν από την καύση των ορυκτών καυσίμων καθώς και η ολοένα αυξανόμενη ενεργειακή ζήτηση παγκοσμίως έχουν σαν αποτέλεσμα την αναζήτηση εναλλακτικών πηγών ενέργειας. Μία από αυτές η οποία γνωρίζει ραγδαία αύξηση τις τελευταίες δεκαετίες είναι και η ηλιακή ενέργεια.

Η ηλιακή ενέργεια είναι μία ανανεώσιμη, πλήρως φιλική προς το περιβάλλον πηγή ενέργειας . Βασίζεται λοιπόν σε μία αστείρευτη «αποθήκη» ενέργειας, τον ήλιο, και έχει την δυναμικότητα να καλύψει πλήρως τις ετήσιες ενεργειακές ανάγκες του πλανήτη[1]. Είναι εύλογο, επομένως, να γίνεται τα τελευταία χρόνια εντατική προσπάθεια αξιοποίησής της εξαιτίας και της συνεχούς αυξανόμενης ζήτησης σε ενέργεια.

Η ηλιακή θερμική ενέργεια μπορεί να ταξινομηθεί ως ενεργειακή πηγή χαμηλής ποιότητας. Ο συμβατικός κύκλος Rankine δεν αποτελεί μια οικονομική και αποδοτική εναλλακτική λύση για τη μετατροπή της θερμότητας από την ηλιακή ακτινοβολία σε μηχανική ενέργεια. Ένας συμβατικός κύκλος Rankine που χρησιμοποιεί οργανικές ενώσεις αντί για νερό καλείται ως οργανικός κύκλος Rankine (ORC) είναι η πιο αποδεκτή, σημερινή, τεχνολογία για τη μετατροπή αυτή.

1.1. Ηλιακοί συλλέκτες

Ο ηλιακός συλλέκτης είναι ένας ειδικής μορφής εναλλάκτης θερμότητας που μετατρέπει την ενέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας σε θερμότητα, την οποία και μεταφέρει στο εργαζόμενο μέσο. Το εργαζόμενο μέσο ενός ηλιακού συλλέκτη μπορεί να είναι νερό, αέρας, θερμικό έλαιο ή άλλα οργανικά διαλύματα. Η θερμική ενέργεια που μεταφέρεται μέσω του εργαζόμενου ρευστού μπορεί είτε να χρησιμοποιηθεί κατευθείαν για διάφορες εφαρμογές είτε να αποθηκευτεί σε θερμικά δοχεία για μελλοντική χρήση. Η απόδοση των ηλιακών συλλεκτών εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου αλλά και την θερμοκρασία που επικρατεί στο περιβάλλοντα χώρο. Η διάρκεια ζωής τους είναι αρκετά μεγάλη, περίπου 25 χρόνια και αυτό τους καθιστά μια βιώσιμη και ανταγωνιστική τεχνική επιλογή. [2]

Η τοποθέτηση και ο προσανατολισμός των ηλιακών συλλεκτών παίζουν ζωτικό ρόλο στην απόδοσή τους. Οι ηλιακοί συλλέκτες τοποθετούνται στραμμένοι προς τον Ισημερινό και με κλίση ως προς το οριζόντιο επίπεδο, τέτοια ώστε να μεγιστοποιείται η προσπίπτουσα ακτινοβολία κατά την περίοδο του έτους που ενδιαφέρει η χρησιμοποίηση του συλλέκτη. Συγκεκριμένα:

- Για μέγιστη ετήσια ενέργεια απαιτείται κλίση συλλέκτη ίση με το γεωγραφικό πλάτος

- Για μέγιστη ενέργεια κατά τη θερινή περίοδο απαιτείται κλίση συλλέκτη κατά 15° μικρότερη του γεωγραφικού πλάτους
- Για μέγιστη ενέργεια κατά τη χειμερινή περίοδο απαιτείται κλίση συλλέκτη κατά 15° μεγαλύτερη του γεωγραφικού πλάτους
- Αποκλίσεις από τις παραπάνω τιμές προκαλούν μικρές μειώσεις της ενέργειας, πχ απόκλιση της κλίσης του συλλέκτη κατά $\pm 15^o$ μειώνει την ενέργεια κατά 5%.
- Ο βέλτιστος προσανατολισμός του συλλέκτη είναι ο νότιος για το βόρειο ημισφαίριο και ο βόρειος για το νότιο ημισφαίριο, δηλαδή ο συλλέκτης πρέπει όπως προαναφέρθηκε να είναι στραμμένος προς τον Ισημερινό. Αποκλίσεις μέχρι 20^0 προκαλούν σχετικά μικρές μειώσεις της προσπίπτουσας ενέργειας [3].

Οι ηλιακοί συλλέκτες μπορούν να χωριστούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες: τους μη συγκεντρωτικούς ή στατικούς συλλέκτες και τους συγκεντρωτικούς συλλέκτες [4]. Η διαφορά έγγυται στο ότι οι μη συγκεντρωτικοί συλλέγουν και απορροφούν την ηλιακή ακτινοβολία στην ίδια επιφάνεια, μία πλάκα απορρόφησης, ενώ οι συγκεντρωτικοί έχουν κοίλες ανακλαστικές επιφάνειες για να εστιάσουν την ακτινοβολία σε μία μικρότερη συγκεντρωτική επιφάνεια απορρόφησης, έτσι ώστε να αυξηθεί η ροή της απορροφούμενης ακτινοβολίας [5].

Πιο συγκεκριμένα οι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες, εκμεταλλεύονται την άμεση αλλά και τη διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία. Είναι διατάξεις μηχανικά πολύ πιο απλές σε σχέση με τους συγκεντρωτικούς συλλέκτες και έχουν μικρότερες απαιτήσεις συντήρησης. Χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε χαμηλές και μέσες θερμοκρασίες δηλαδή από 30 ^{0}C έως και 200 ^{0}C [6]. Ενδεικτικά κάποιες βασικές εφαρμογές τους είναι η θέρμανση νερού χρήσης και η θέρμανση κτιρίων, ο κλιματισμός και η παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση [3].

Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες παράγουν περισσότερη ενέργεια ανά μονάδα επιφανείας συλλέκτη από τους μη συγκεντρωτικούς, έχουν λιγότερες θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον και επομένως εμφανίζουν μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης. Εκμεταλλεύονται μόνο την άμεση ηλιακή ακτινοβολία και για το λόγο αυτό έχουν προσαρμοσμένο σύστημα κίνησης για να ακολουθούν την πορεία του ήλιου κατά τη διάρκεια της ημέρας. Χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε θερμοκρασίες υψηλότερες από αυτές που επιτυγχάνονται με τους μη συγκεντρωτικούς έως και 250^0C και είναι αποδοτικότεροι σε υψηλά γεωγραφικά πλάτη. [7]

Κάποια ευρέως διαδεδομένα είδη ηλιακών συλλεκτών τα οποία θα εξεταστούν και παρακάτω είναι:

<u>Μη συγκεντρωτικοί</u>

- Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (flat plate collectors-FPC)
- Συλλέκτες κενού (evacuated tube collectors-ETC)

<u>Συγκεντρωτικοί</u>

- Συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου (parabolic through collectors-PTC)

1.1.1 Επίπεδοι Ηλιακοί Συλλέκτες (Flat Plate Collectors-FPC)

Ο επίπεδος ηλιακός συλλέκτης αποτελεί το πιο διαδεδομένο είδος συλλέκτη. Χρησιμοποιούνται κυρίως για χαμηλές θερμοκρασίες συνήθως έως 80°C ή 90°C [7]. Εκμεταλλεύονται τόσο την άμεση όσο και τη διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία. Είναι κατάλληλοι για έναν ευρύ αριθμό εφαρμογών και πρόκειται για την πιο οικονομική επιλογή σε περιοχές με μικρό γεωγραφικό πλάτος όπου υπάρχει αφθονία ηλιακής ακτινοβολίας. Τα κύρια μέρη από τα οποία αποτελείται ένας επίπεδος ηλιακός συλλέκτης είναι:

- Ο απορροφητήρας, ο οποίος περιλαμβάνει την απορροφητική επιφάνεια και τους σωλήνες που κυκλοφορεί το θερμοαπαγωγό ρευστό. Τα τελευταία χρόνια έχουν δοκιμαστεί με επιτυχία πολλοί τύποι απορροφητικής πλάκας, όπως πρεσαρισμένα φύλλα χάλυβα, ειδικά κατασκευασμένα πλαίσια από συμπιεσμένο αλουμίνιο και μικρής διαμέτρου χάλκινοι σωλήνες συγκολλημένοι σε παχιά φύλλα χαλκού ή χάλυβα [8]. Είναι επικαλυμμένη με σκούρο χρώμα, συνήθως μαύρο ή με στρώμα επιλεκτικής βαφής, ώστε να επιτυγχάνεται η μεγιστοποίηση της συλλογής θερμικής ισχύος. Γενικά, η απορροφητική πλάκα πρέπει να έχει υψηλή θερμική αγωγιμότητα ώστε να συγκρατεί σχεδόν όλη την ακτινοβολία που δέχεται. Από την άλλη πλευρά, είναι προτιμότερο να έχει μικρό συντελεστή εκπομπής ώστε να μειώνονται οι απώλειες ακτινοβολίας προς το κάλυμμα. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με χρήση επιλεκτικού απορροφητήρα, κάτι που αυξάνει το κόστος αλλά βελτιώνει αρκετά τη θερμική απόδοση του συλλέκτη. Τέλος αξίζει να αναφερθεί πως σημαντική για τη βελτιστοποίηση της μετάδοσης θερμότητας είναι και η διάταξη των σωλήνων του ρευστού. Οι κυριότεροι τύποι διατάξεων είναι διάταξη σερπαντίνας, αυλακωτών σωλήνων και παράλληλων σωλήνων [9].
- Το διαφανές κάλυμμα, το οποίο λειτουργεί σαν προστατευτικό κάλυμμα, αφού μειώνει τις θερμικές απώλειες (δια συναγωγής και ακτινοβολίας) του απορροφητήρα προς το περιβάλλον, από την κύρια πλευρά του συλλέκτη. Έχει μεγάλη διαπερατότητα σε ακτινοβολία μικρού μήκους κύματος και χαμηλή διαπερατότητα σε ακτινοβολία μεγάλου μήκους κύματος. Μειώνει τόσο τις απώλειες συναγωγής όσο και τις απώλειες ακτινοβολίας του συλλέκτη λόγω του φαινόμενου του θερμοκηπίου που δημιουργείται μεταξύ αυτού και της πλάκας απορρόφησης. [10] Συνήθως, χρησιμοποιείται απλό τζάμι, τουλάχιστον 3 mm [11] , ενώ σε περιοχές με αντίξοες καιρικές συνθήκες χρησιμοποιείται διπλό τζάμι για επιπρόσθετη μείωση των θερμικών απωλειών. Αξίζει να σημειωθεί πως μετά από μακροχρόνια χρήση η σκόνη που επικάθεται πάνω στο κάλυμμα μειώνει αισθητά την επίδοση του συλλέκτη, οπότε χρειάζεται καθάρισμα [12]
- Μόνωση της πίσω και των παράπλευρων επιφανειών (side and back insulation), η οποία χρησιμοποιείται ώστε να μειώνονται οι θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον. Τα μονωτικά υλικά πρέπει να διαθέτουν τα εξής χαρακτηριστικά: αντοχή στις θερμοκρασίες που αναπτύσσονται μέσα στον συλλέκτη, χαμηλό συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας αλλά και αντοχή σε υγρασία. Σε γενικές γραμμές ως μονωτικά υλικά χρησιμοποιούνται κυρίως αφρός πολυουρεθάνης στην πίσω πλευρά με πετροβάμβακα στα πλαϊνά ή δευτερευόντως πετροβάμβακας παντού και φθάνουν σε πάχη μέχρι και 50mm καθώς το όφελος για μεγαλύτερα πάχη είναι μηδαμινό [13]
- Το πλαίσιο που περιβάλλει τον συλλέκτη και τον προστατεύει από τις περιβαλλοντικές συνθήκες όπως την σκόνη και την υγρασία ενώ προσφέρει

ακαμψία στο σύστημα. Συνήθως είναι μεταλλικό, αλλά σε ορισμένες περιπτώσεις συναντάται και πλαστικό[11]

Λειτουργία του επίπεδου ηλιακού συλλέκτη:

Η ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει στο κάλυμμα του συλλέκτη και ένα μέρος αυτής ανακλάται πίσω, ενώ το μεγαλύτερο μέρος της διαπερνά το κάλυμμα και προσκρούει στην πλάκα απορρόφησης. Με την σειρά του το μεγαλύτερο ποσοστό της προσπίπτουσας ακτινοβολίας απορροφάται από την πλάκα απορρόφησης και τις σωληνώσεις, ενώ το υπόλοιπο ανακλάται προς τυχαίες κατευθύνσεις και προσκρούει στην εσωτερική πλευρά του καλύμματος. Το μεγαλύτερο μέρος αυτής της ανακλώμενης ακτινοβολίας, ανακλάται εκ νέου πίσω από την εσωτερική επιφάνεια του καλύμματος προς την πλάκα απορρόφησης για να ακολουθήσει η ίδια ακριβώς διαδικασία. Με τον τρόπο αυτό ουσιαστικά το μεγαλύτερο μέρος της ακτινοβολίας παγιδεύεται εντός του διακένου, ανάμεσα στο κάλυμμα και τον απορροφητή (φαινόμενο θερμοκηπίου). Αποτέλεσμα είναι η δέσμευση ακόμα περισσότερης ακτινοβολίας από την πλάκα απορρόφησης υπό τη μορφή θερμότητας. Η θερμότητα αυτή μεταφέρεται δια αγωγής στα τοιχώματα των αγωγών και έπειτα δια συναγωγής στο εργαζόμενο μέσο, από όπου και αξιοποιείται κατάλληλα ανάλογα την εφαρμογή.

Το νερό είναι το κύριο εργαζόμενο μέσο σε ένα τέτοιο σύστημα. Η ροή του μέσου είναι συνήθως φυσική αλλά μπορεί να είναι και εξαναγκασμένη με τη χρήση κυκλοφορητή. Φυσική ροή δημιουργείται εξαιτίας της διαφοράς πυκνότητας στις διάφορες περιοχές του ρευστού μέσα στον αγωγό καθώς το θερμότερο ρευστό ανέρχεται και δίνει τη θέση του στο πιο κρύο. Συχνά χρησιμοποιείται μείγμα νερού με γλυκόλη (αντιπηκτικό). Το αντιπηκτικό είναι χρήσιμο για την λειτουργία του συλλέκτη τους χειμερινούς μήνες όπου υπάρχει κίνδυνος παγώματος του νερού στις πολύ κρύες μέρες με οδυνηρές συνέπειες για την εν γένει λειτουργία του συλλέκτη. Σπάνια μπορεί να χρησιμοποιηθεί κάποιο έλαιο ώστε να επιτευχθούν θερμοκρασίες περί των 100°C ενώ υπάρχουν και οι σωλήνες αέρα οι οποίοι μπορούν να χρησιμοποιηθούν κυρίως σε εφαρμογές θέρμανσης χώρων [2].

1.1.2 Συλλέκτες κενού (Evacuated Tube Collectors-ETC)

Οι συλλέκτες κενού είναι ένας άλλος τύπος μη συγκεντρωτικού, στατικού ηλιακού συλλέκτη. Εκμεταλλεύονται όπως και οι επίπεδοι συλλέκτες τόσο την διάχυτη όσο και την άμεση ακτινοβολία, μπορούν όμως να λειτουργήσουν σε υψηλότερες θερμοκρασίες, συγκεκριμένα από 50-200 ^{o}C [14]. Λόγω και αυτής τους της ιδιότητας οι συλλέκτες κενού προτιμούνται σε εφαρμογές όπως η αφαλάτωση, ο ηλιακός κλιματισμός, η βιομηχανική ψύξη και θέρμανση όπου απαιτούνται υψηλότερες θερμοκρασιακά συνθήκες. Εκτός των υψηλότερων θερμοκρασιών οι συγκεκριμένοι συλλέκτες είναι πιο ανθεκτικοί στις περιβαλλοντικές συνθήκες και πολύ πιο αποδοτικοί, ειδικά σε δυσμενείς συνθήκες λειτουργίας όπως η συννεφιά, ο αέρας και οι ακραίες θερμοκρασίες περιβάλλοντος [15].

Οι ηλιακοί συλλέκτες κενού αποτελούνται από μια συστοιχία παράλληλων σωλήνων κενού τα άκρα των οποίων συνδέονται με έναν κεντρικό αγωγό όπου γίνεται η συναλλαγή θερμότητας. Κάθε σωλήνας κενού αποτελείται από δυο ομόκεντρους σωλήνες (σωλήνας διπλής υάλωσης) μεταξύ των οποίων επικρατούν συνθήκες κενού έτσι ώστε να

ελαχιστοποιούνται οι θερμικές απώλειες συναγωγής. Αυτός ο σωλήνας διπλής υάλωσης κατασκευάζεται συνήθως από βιοπυριτικό γυαλί μεγάλης σκληρότητας και αντοχής. Ο εσωτερικός σωλήνας επικαλύπτεται συνήθως με ειδική επιλεκτική επίστρωση υψηλού συντελεστή απορρόφησης και χαμηλού συντελεστή θερμικής ανάκλασης ενώ ο εξωτερικός σωλήνας είναι διαφανής. Και οι δύο σωλήνες παρουσιάζουν ελάχιστες ανακλαστικές ιδιότητες. Υπολογίζεται ότι η διάρκεια ζωής τους είναι της τάξης των 20-25 χρόνων[16].

Αρχή λειτουργίας

Η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία διαπερνά τον εξωτερικό σωλήνα και απορροφάται από τον εσωτερικό, ο οποίος θερμαίνεται. Για να περιοριστούν οι απώλειες θερμότητας από τον εσωτερικό αγωγό, αφαιρείται ο αέρας μεταξύ των δυο αγωγών φθάνοντας σε συνθήκες κενού περίπου 0,001 mbar[16], το οποίο επιτρέπει τη διέλευση της ηλιακής ακτινοβολίας και μηδενίζει τις απώλειες λόγω συναγωγής. Για τη δημιουργία του κενού αέρος οι δυο σωλήνες ενώνονται στη μια πλευρά τους και ο αέρας ανάμεσά τους απομακρύνεται. Κάθε σωλήνας κενού περιλαμβάνει στο εσωτερικό του μία απορροφητική επιφάνεια. Ανάλογα με τον τρόπο εξαγωγής θερμότητας από την απορροφητική επιφάνεια μπορούν να ταξινομηθούν είτε σε συλλέκτες άμεσης ροής είτε σε θερμού σωλήνα [6].

Στους συλλέκτες με σωλήνες άμεσης ροής, το υγρό εργασίας ρέει μέσα στην απορροφητική επιφάνεια (εσωτερικό σωλήνα) και παραλαμβάνει την θερμότητα της. Αυτοί οι συλλέκτες μπορούν να κατηγοριοποιηθούν, ανάλογα με τα υλικά από τα οποία αποτελούνται οι δυο ομόκεντροι κυλινδρικοί αγωγοί του σωλήνα, σε συλλέκτες με σωλήνες γυαλιού-γυαλιού (Dewar) ή μετάλλου-γυαλιού και ανάλογα με την διάταξη των σωλήνων σε ομόκεντρους ή σε διάταξης U.

Οι συλλέκτες με σωλήνες ροής μετάλλου-γυαλιού είναι πολύ αποτελεσματικοί αλλά μπορεί με την πάροδο του χρόνου να παρουσιάσουν απώλειες πίεσης στο κενό ανάμεσα τους εξαιτίας των διαφορετικών συντελεστών θερμικής διαστολής των δυο υλικών. Σε αυτού του τύπου τους συλλέκτες η ροή μπορεί να ακολουθεί ομόκεντρη ή διάταξης U διαδρομή.

Οι συλλέκτες με σωλήνες ροής γυαλιού- γυαλιού (τυπικοί σωλήνες Dewar) είναι πολύ αποδοτικοί σε νεφελώδεις συνθήκες και σε χαμηλές θερμοκρασίες. Η διάταξη των εσωτερικών σωλήνων μπορεί να είναι είτε σε διάταξη U είτε να υπάρχει σωλήνας θερμότητας. Δεν είναι γενικά τόσο αποδοτικοί όσο οι συλλέκτες με σωλήνες ροής μετάλλου-γυαλιού αλλά είναι φθηνότεροι και τείνουν να γίνουν πιο αξιόπιστοι. Για εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε υψηλή θερμοκρασία, οι συλλέκτες με σωλήνες ροής γυαλιού- γυαλιού μπορούν να είναι πιο αποτελεσματικοί από τους συλλέκτες με σωλήνες ροής μετάλλου-γυαλιού.

Στους συλλέκτες θερμού σωλήνα υπάρχει ένας μεταλλικός σωλήνας , συνήθως από χαλκό, ο οποίος είναι συνδεδεμένος με την απορροφητική επιφάνεια. Σε αυτόν επικρατούν συνθήκες κενού. Μέσα στον θερμό σωλήνα υπάρχει μικρή ποσότητα ρευστού ανόργανου μείγματος με χαμηλό σημείο ζέσεως. Σκοπός της χαμηλής πίεσης είναι η ευκολότερη μετατροπή του ρευστού σε ατμό, γύρω στους 25-30°C [6], οπότε, όταν ο θερμικός αγωγός φτάσει σε τέτοια θερμοκρασία, ο ατμός που δημιουργείται ανέρχεται στην κορυφή του θερμού σωλήνα μεταφέροντας την προσληφθείσα θερμότητα. Στην κορυφή υπάρχει ο

εναλλάκτης θερμότητας όπου ο ατμός προσδίδει την ενέργεια που έχει και συμπυκνώνεται. Έτσι ο ατμός μετατρέπεται σε υγρό και επιστρέφει στο κάτω μέρος του θερμού σωλήνα για να επαναληφθεί η διαδικασία. Παρά το γεγονός ότι το σημείο βρασμού μειώθηκε λόγω των συνθηκών κενού, το σημείο πήξης παραμένει το ίδιο. Αυτή ακριβώς η ιδιότητα των συλλεκτών ETC τους επιτρέπει να λειτουργούν σε ψυχρά κλίματα χωρίς κίνδυνο φραξίματος η σπασίματος από τη δημιουργία πάγου. Με κριτήριο τη σύνδεση των θερμικών σωλήνων με τον εναλλάκτη μπορούμε επίσης να διακρίνουμε τους εξής συλλέκτες θερμικών σωλήνων.

- Συλλέκτες υγρής σύνδεσης όπου οι συμπυκνωτές των θερμικών σωλήνων βρίσκονται μέσα στον αγωγό που κυκλοφορεί το προς θέρμανση νερό. Αυτό σημαίνει ότι αν κάποιος σωλήνας κενού πρέπει να αντικατασταθεί απαιτείται άδειασμα του κυκλώματος του εναλλάκτη
- Συλλέκτες ξηρής σύνδεσης όπου οι συμπυκνωτές των θερμικών σωλήνων βρίσκονται εξωτερικά σε επαφή με τον αγωγό του προς θέρμανση νερού. Επομένως αν κάποιος σωλήνας κενού πρέπει να αντικατασταθεί δεν απαιτείται άδειασμα του κυκλώματος του εναλλάκτη [17]

Οι συλλέκτες κενού αποτελούν μια ιδιαίτερα ανταγωνιστική τεχνολογία έναντι των κλασικών επίπεδων ηλιακών συλλεκτών, δίχως καμία εκ των δύο τεχνολογιών να έχει κάποιο ισχυρό χαρακτηριστικό επιβολής έναντι της άλλης. Οι βασικές τους διαφορές παρουσιάζονται παρακάτω:

- Οι επίπεδοι συλλέκτες έχουν μέγιστη απόδοση το μεσημέρι, όταν δηλαδή η ηλιακή ακτινοβολία έρχεται κάθετα στο επίπεδο του συλλέκτη. Στους συλλέκτες κενού όμως εξαιτίας του κυλινδρικού σχήματος των επιμέρους σωλήνων η ηλιακή ακτινοβολία είναι κάθετη κάθε χρονική στιγμή, οπότε οι συλλέκτες κενού σε όλη τη διάρκεια της μέρας έχουν μέγιστη απόδοση.
- Οι επίπεδοι συλλέκτες λειτουργούν σε θερμοκρασίες 30-90 ^{o}C ενώ οι συλλέκτες κενού σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες 50-200 ^{o}C.
- Η συντήρηση και επισκευή των συλλεκτών κενού είναι πιο εύκολη και πιο οικονομική από των επίπεδων συλλεκτών. Εάν ένας σωλήνας καταστραφεί το σύστημα δεν θα έχει διαρροή ρευστού ούτε θα σταματήσει να λειτουργεί, αντιθέτως ο συλλέκτης θα συνεχίζει να θερμαίνει κανονικά το κύκλωμα νερού με χαμηλότερη απόδοση. Έτσι η επισκευή ή συντήρηση μπορεί αν γίνει χωρίς να σταματήσει η λειτουργία ολόκληρου του συστήματος σε αντίθεση με τους επίπεδους συλλέκτες όπου απαιτείται πάψη της λειτουργίας για επισκευή του συλλέκτη.
- Σε αντίθεση με τους επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες, οι συλλέκτες κενού έχουν σχεδόν ανεξάρτητη απόδοση από τις καιρικές συνθήκες, κάτι που σημαίνει ότι μπορούν να λειτουργούν και σε συνθήκες συννεφιάς , βροχής αλλά και ακραίων θερμοκρασιών, καθώς έχουν πολύ καλές συνθήκες απομόνωσης και μεγάλη αποδοτικότητα απορρόφησης ηλιακής ακτινοβολίας, πράγμα που τους καθιστά πολύ αποδοτικότερους συνολικά στην τη διάρκεια του χρόνου (25-40% περισσότερη πρόσδοση ενέργειας ανά m^2) [14, 18]

- Οι επίπεδοι συλλέκτες είναι αρκετά ευαίσθητοι στην υγρασία, η οποία μπορεί να οδηγήσει από μείωση της απόδοσης μέχρι και σε αστοχία του συστήματος**.** Στους συλλέκτες κενού οι συνθήκες κενού προστατεύουν την διάταξη εσωτερικά από τις εξωτερικές συνθήκες υγρασίας, που προκαλούν αλλοίωση των υλικών του συλλέκτη[16]
- Οι συλλέκτες κενού παρουσιάζουν όμως μεγάλο κόστος κατασκευής και τοποθέτησης σε σχέση με τους επίπεδους συλλέκτες. Ο χρόνος αποπληρωμής ειδικά σε θερμά κλίματα με ηλιοφάνεια είναι αρκετά μεγαλύτερος για τους συλλέκτες κενού.

1.1.3 Συλλέκτες Παραβολικού Κατόπτρου (Parabolic Through Collectors-PTC)

Η ανάγκη για απόδοση ενέργειας σε θερμοκρασίες υψηλότερες από αυτές που επιτυγχάνονται από τους συμβατικούς μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες αλλά και για την αύξηση του βαθμού απόδοσης των ηλιακών συστημάτων γενικότερα έστρεψε το ενδιαφέρον στην κατασκευή συγκεντρωτικών συλλεκτών. Σε αυτούς οι υψηλές θερμοκρασίες αναπτύσσονται με συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια απορρόφησης, μειώνοντας έτσι και τις θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον. Η συγκέντρωση επιτυγχάνεται με παρεμβολή μιας ανακλαστικής ή διαθλαστικής συσκευής μεταξύ της πηγής της ακτινοβολίας (δηλαδή τον ήλιο) και της επιφάνειας απορρόφησης [3].

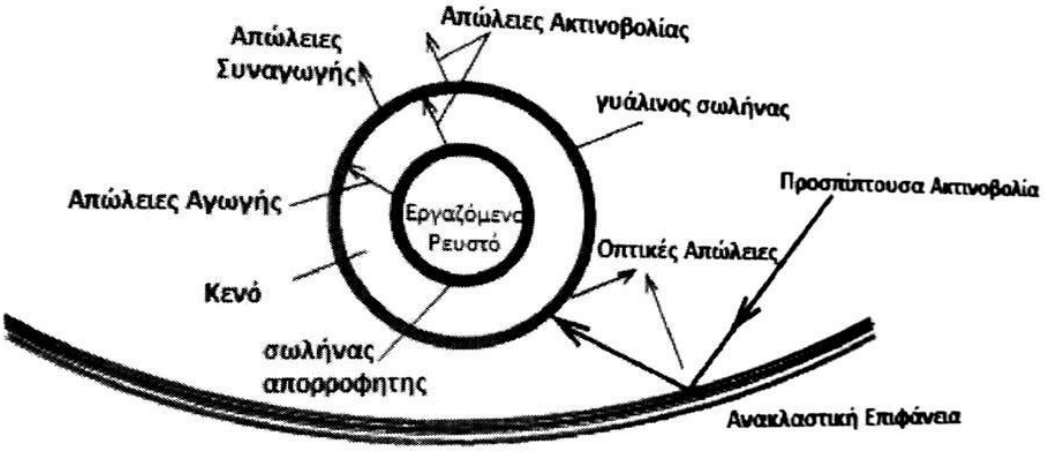
Ευνοϊκές συνθήκες για τη λειτουργία ενός συγκεντρωτικού συλλέκτη είναι η ύπαρξη μεγάλης ποσότητας άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας, σε αντίθεση με την ύπαρξη διάχυτης ακτινοβολίας η οποία έχει αρνητική επίδραση στην απόδοσή του. Άλλες παράμετροι που καθορίζουν την μέγιστη απόδοση του συλλέκτη αποτελούν η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας, το μέγεθος του ανακλαστή, τα χαρακτηριστικά του απορροφητή, καθώς επίσης και το εργαζόμενο μέσο[19].

Οι συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου ανήκουν στην κατηγορία των συγκεντρωτικών συλλεκτών με είδωλο, δηλαδή κατά την αντανάκλαση των ηλιακών ακτίνων σχηματίζουν καθορισμένο είδωλο του ηλίου πάνω στον απορροφητήρα όπως και οι φακοί που χρησιμοποιούνται στις κάμερες [17]. Οι συλλέκτες αυτοί μπορούν να αποδώσουν θερμότητα σε θερμοκρασίες 60-400 ^{o}C [7]. Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως γενικά οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες επομένως και οι συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου εκμεταλλεύονται μόνο την άμεση ακτινοβολία οπότε είναι απαραίτητη η παρακολούθηση του συλλέκτη της κίνησης του ήλιου κατά την διάρκεια της μέρας. Για αυτόν τον λόγο έχουν, συνήθως, προσαρμοσμένο σύστημα ενός άξονα παρακολούθησης ενώ σπανιότερα σύστημα διπλού άξονα παρακολούθησης. Τα πλεονεκτήματα του συστήματος ενός άξονα για την παρακολούθηση του ήλιου είναι πως χρειάζεται μικρή ρύθμιση, σε σχέση με τα συστήματα δυο αξόνων, κατά τη διάρκεια της ημέρας και έχει μέγιστη απόδοση κατά τις μεσημεριανές ώρες όταν οι ακτίνες του ήλιου είναι παράλληλες στον άξονα του συλλέκτη. Ωστόσο, η απόδοση του συλλέκτη κατά τις πρώτες πρωινές και τελευταίες απογευματινές ώρες είναι μειωμένη λόγω της μεγάλης γωνίας πρόσπτωσης [7]. Συγκεκριμένα στο σύστημα παρακολούθησης ενός άξονα, οι συλλέκτες προσανατολίζονται είτε στην κατεύθυνση ανατολής-δύσης είτε στην κατεύθυνση βορρά-νότου, που αποτελεί και τη συνηθέστερη

τοποθέτηση. Με αυτό τον τρόπο η απόδοση του συλλέκτη βελτιώνεται σε πολύ μεγάλο βαθμό, της τάξης δηλαδή του 35%. [10]

Τα βασικά μέρη ενός παραβολικού συλλέκτη είναι το παραβολικό κάτοπτρο και ο σωλήνας κενού ο οποίος είναι τοποθετημένος στην γραμμή εστίασης. Οι λόγοι συγκέντρωσης τους κυμαίνονται από 10 έως 45 σε συνήθεις εφαρμογές και μπορούν να λειτουργήσουν σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες εργαζόμενου μέσου [7]. Πιο συγκεκριμένα, για να κατασκευαστεί αυτός ο συλλέκτης, ένα ανακλαστικό υλικό κάμπτεται ώστε να πάρει τη μορφή παραβολής και πάνω στη γραμμή εστίασης τοποθετείται ένας σωλήνας κενού υψηλών προδιαγραφών ώστε να υπάρχει υψηλή θερμική απόδοση. Ο σωλήνας κενού αποτελείται από έναν επιλεκτικό απορροφητήρα ο οποίος περιβάλλεται από ένα υάλινο κώλυμα. Ανάμεσα στο κάλυμμα και τον απορροφητήρα, ο οποίος είναι κυκλικός, μεσολαβεί πολύ χαμηλή πίεση, τάξη μεγέθους μερικών kPa, ώστε να επικρατούν συνθήκες κενού. Έτσι σχεδόν εκμηδενίζονται οι απώλειες συναγωγής του απορροφητήρα και ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι υψηλός [2].

Η βασική ιδέα αυτού του συλλέκτη στηρίζεται σε μια γεωμετρική ιδιότητα της παραβολής. Σύμφωνα με αυτή, οι ακτίνες του ήλιου οι οποίες πέφτουν κάθετα στο άνοιγμα της παραβολής, αφού ανακλαστούν στο κάτοπτρο, συγκεντρώνονται πάνω στην εστιακή γραμμή, δηλαδή πάνω στον απορροφητήρα. Έτσι υπάρχει μεγάλη συγκέντρωση ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια και μπορεί να επιτευχθεί μεγάλη θερμοκρασιακή ανύψωση στο εργαζόμενο μέσο. Το παρακάτω σχήμα παρουσιάζει τη γεωμετρική ιδιότητα της παραβολής σε σχέση με τις ηλιακές ακτίνες. . Με αυτόν τον τρόπο, όλη η άμεση ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει στο επίπεδο του συλλέκτη συγκεντρώνεται στον σωλήνα κενού μέσα στον οποίο ρέει το εργαζόμενο μέσο που με τη σειρά του παραλαμβάνει τη θερμότητα και την μεταφέρει για περαιτέρω χρήση.



Εικ. 1.1. Σχηματική απεικόνιση συλλέκτη PTC

Βασικό στοιχείο των παραβολικών συλλεκτών αποτελεί ο λόγος συγκέντρωσης όπου ορίζεται ως ο λόγος της επιφάνειας ανοίγματος ή παραθύρου (δηλαδή η επιφάνεια από την οποία εισέρχεται η ηλιακή ακτινοβολία, συμβολίζεται ως A_a) προς την επιφάνεια του δέκτη (δηλαδή η επιφάνεια που απορροφά τη συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία, συμβολίζεται ως A_r) όπως περιγράφεται από τη σχέση που ακολουθεί [3]:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \qquad (1.1)$$

Πρακτικά ο λόγος συγκέντρωσης για τους συγκεντρωτικούς συλλέκτες κυμαίνεται από 1.5÷10000[3]. Αυξάνοντας όμως τον λόγο συγκέντρωσης αυξάνεται η αναπτυσσόμενη θερμοκρασία αλλά ταυτόχρονα και η απαιτούμενη ακρίβεια κατασκευής και η ποιότητα του οπτικού συστήματος, άρα και το κόστος. Στις ανώτατες τιμές του λόγου συγκέντρωσης, οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες είναι πλέον εργαστηριακά όργανα για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών. Από τη σκοπιά του μηχανικού ενδιαφέρουν μόνο οι χαμηλές και μέσες συγκεντρώσεις. Για αυτό όπως προείπαμε σε συνήθεις εφαρμογές ο λόγος συγκέντρωσης για τους παραβολικούς συλλέκτες κυμαίνεται μεταξύ 10 και 45.

Οι συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου είναι οι πιο συνηθισμένοι για εφαρμογές που απαιτούν υψηλές θερμοκρασίες της τάξης των 400 ^{o}C. Κάποιες κοινές εφαρμογές είναι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με τροφοδότηση ατμοστρόβιλου (κύκλος Rankine), η παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση, διάφορες εφαρμογές στην χημεία, η ξήρανση προϊόντων, και η ηλιακή ψύξη και κλιματισμός ,κυρίως για μεγάλους χώρους [20].

Κάποιες βασικές διαφορές του συλλέκτη παραβολικού κατόπτρου με τους επιπέδους ηλιακούς συλλέκτες παρουσιάζονται παρακάτω:

- Το εργαζόμενο μέσο μπορεί να φθάσει σε πολύ υψηλότερες θερμοκρασίες από ότι στους επίπεδους συλλέκτες με την ίδια επιφάνεια απορρόφησης ηλιακής ενέργειας, επιτυγχάνοντας έτσι καλύτερη θερμοδυναμική απόδοση.
- Η θερμοδυναμική απόδοση βελτιώνεται επίσης συγκριτικά με τους επίπεδους συλλέκτες, καθώς έχουμε μικρότερες απώλειες ενέργειας σε σχέση με την επιφάνεια απορρόφησης.
- Η επιφάνεια ανάκλασης χρειάζεται λιγότερη ποσότητα υλικών και είναι κατασκευαστικά πιο απλή από τους επίπεδους συλλέκτες. Επομένως το κόστος της συλλεκτικής επιφάνειας είναι μικρότερο στους παραβολικούς συλλέκτες.
- Δεν μπορούν να αξιοποιήσουν σχεδόν καθόλου τη διάχυτη ακτινοβολία σε αντίθεση με τους μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες
- Απαιτούν σύστημα παρακολούθησης του ήλιου το οποίο αυξάνει σημαντικά το κόστος.
- Οι ανακλαστικές επιφάνειες μπορούν να χάσουν την ανακλαστικότητά τους με τον καιρό και χρειάζονται επομένως πολύ πιο συχνά συντήρηση και καθαρισμό σε σχέση με τους επίπεδους συλλέκτες.

1.2. Οργανικός Κύκλος Rankine

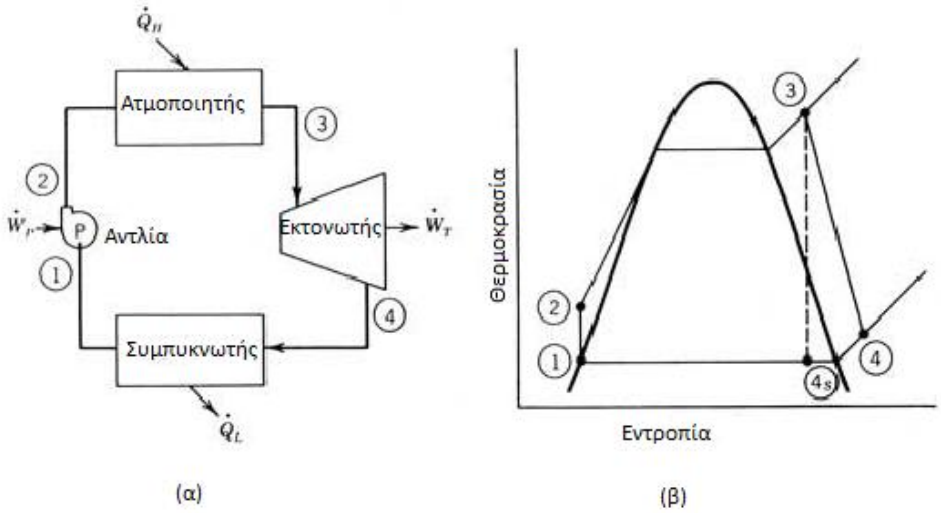
1.2.1 Ο κύκλος Rankine

Ο ιδανικός κύκλος Rankine νερού-ατμού αποτελεί τον θερμοδυναμικό κύκλο που αποτελεί πρότυπο για τους ατμοηλεκτρικούς σταθμούς[21] και συνιστάται στην απλούστερη μορφή του, σε τέσσερις συνιστώσες:

- Την αντλία η οποία λειτουργεί σαν κυκλοφορητής του νερού εντός του συστήματος και ταυτόχρονα συμπιέζει το νερό σε μεγάλη πίεση.
- Τον ατμοποιητή όπου το νερό θερμαίνεται αξιοποιώντας την θερμική ενέργεια από την καύση ενός καυσίμου και ατμοποιείται.

- Τον στρόβιλο που εκμεταλλεύεται την υψηλή πίεση και θερμοκρασία του ατμού για να παράξει μηχανικό έργο, το ωφέλιμο έργο του κύκλου το οποίο και μπορούμε να αξιοποιήσουμε.
- Τον συμπυκνωτή για να αποβάλει θερμότητα στο περιβάλλον και να επαναφέρει τον υγρό ατμό που αποτονώθηκε στον στρόβιλο σε κατάσταση κορεσμένου υγρού, έτοιμου να ξανα-αρχίσει τον κύκλο .

Ένα παράδειγμα τυπικού κύκλου Rankine, όπου ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής θεωρούνται ιδεώδεις, χωρίς απώλειες πίεσης, παρουσιάζεται παρακάτω.



Εικ. 1.2. (α) Σχηματική απεικόνιση ενός τυπικού κύκλου Rankine. (β) Θερμοδυναμικό διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της εντροπίας για έναν τυπικό κύκλο Rankine.

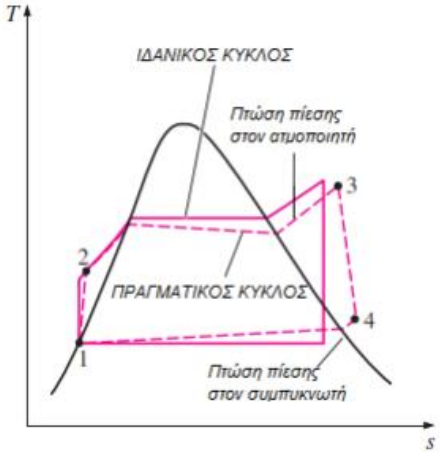
Όπως είναι εμφανές και από το διάγραμμα οι μεταβολές που υφίσταται το ρευστό είναι οι εξής:

- Μεταβολή 1→2: Συμπίεση του κορεσμένου νερού στην αντλία της εγκατάστασης. Η εντροπία και η θερμοκρασία του νερού μεταβάλλονται ελάχιστα.
- Μεταβολή 2→3: Θέρμανση του νερού στον ατμοποιητή. Όπως βλέπουμε και από το διάγραμμα η θέρμανση αυτή μπορεί να χωριστεί σε τρείς διαφορετικές μεταβολές. Την προθέρμανση του νερού μέχρι και την θερμοκρασία ατμοποίησης, όπου η εντροπία και η θερμοκρασία του ρευστού αυξάνεται, την μεταβολή του νερού από το σημείο κορεσμένου υγρού σε σημείο κορεσμένου ατμού, όπου μόνο η εντροπία αυξάνεται και η θερμοκρασία παραμένει σταθερή και τελικά την υπερθέρμανση του νερού μέχρι την τελική θερμοκρασία, όπου ξανά αυξάνεται τόση η εντροπία όσο και η θερμοκρασία. Ο ατμοποιητής βασικά είναι ένας μεγάλος εναλλάκτης θερμότητας και θεωρείται ότι είναι μια συσκευή εσωτερικά αναστρέψιμης σταθερής πίεσης στον ιδεώδη κύκλο.
- Μεταβολή 3→4: Ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται στον εκτονωτή παράγοντας μηχανική ισχύ, η οποία είναι και το ωφέλιμο έργο του κύκλου. Η εντροπία του

ρευστού κατά την διάρκεια της εκτόνωσης αυξάνεται, με την πίεση όμως και την θερμοκρασία του να μειώνονται. Το σημείο 4s είναι το σημείο που θα προκύψει αν θεωρήσουμε ότι η μεταβολή στον εκτονωτή είναι ιδεώδης και ισεντροπική.

- Μεταβολή 4→1: Το ρευστό συμπυκνώνεται και εκλύει ποσότητα θερμότητας στο περιβάλλον. Όπως ο ατμοποιητής έτσι και ο συμπυκνωτής θεωρείται σαν εναλλάκτης θερμότητας, όπου υπό σταθερή πίεση το ρευστό μειώνει την εντροπία και την θερμοκρασία του μέχρι να επανέλθει στην κατάσταση 1, στην κατάσταση δηλαδή που βρισκόταν πριν την είσοδο στην αντλία.

Παρακάτω παρουσιάζεται το διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της ενθαλπίας για πραγματικό και ιδανικό κύκλο Rankine.



Εικ. 1.3. . Διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της ενθαλπίας για πραγματικό και ιδανικό κύκλο Rankine

Στον τυπικό κύκλο Rankine που αναφέρθηκε παραπάνω το εργαζόμενο μέσο είναι το νερό. Χαρακτηριστικά του νερού για τέτοιο κύκλο είναι η υψηλή θερμοκρασία ατμοποίησης σε πίεση περιβάλλοντος (100°C για πίεση 1 bar) και οι υψηλές πιέσεις λειτουργίας. Σε αυτές τις υψηλές πιέσεις (πχ 140 bar) το νερό ατμοποιείται σε θερμοκρασία που φτάνει τους 550°C [22]. Το ιδανικό θα ήταν η θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου να είναι όσο το δυνατόν μεγαλύτερη, καθώς έτσι ο ατμοστρόβιλος παράγει όλο και μεγαλύτερη ισχύ, όσο η ενθαλπία του υπέρθερμου ατμού που τροφοδοτείται σε αυτόν παραμένει μεγάλη. Υπάρχουν όμως διάφοροι περιορισμοί, λόγω αντοχής των υλικών κυρίως, που αποτρέπουν την απεριόριστη αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine, ο οποίος ορίζεται ως η ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς προς την θερμική ισχύς που προσδίδουμε στο σύστημα μέσω του συστήματος καύσης, φτάνει μέχρι και 40-45% στους πιο εξελιγμένους ατμοηλεκτρικούς σταθμούς ενώ τυπικές τιμές για τους παλαιότερους σταθμούς λειτουργίας είναι 30-35% [21].

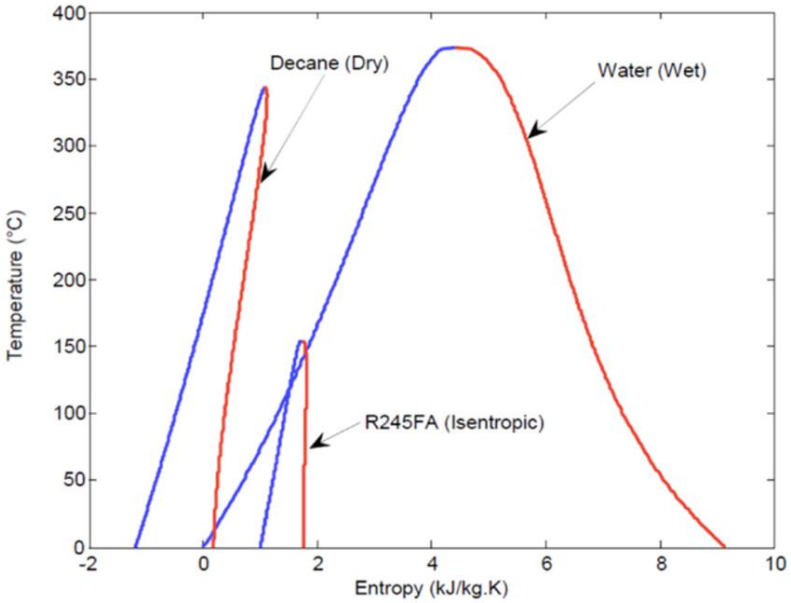
1.2.2 Ο Οργανικός Κύκλος Rankine

Ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle –ORC) είναι ένας κύκλος παρόμοιος με τον απλό κύκλο Rankine που περιγράφηκε νωρίτερα με βασική διαφορά ότι το εργαζόμενο μέσο είναι κάποιο οργανικό ρευστό αντί του νερού-ατμού. Η τεχνολογία ORC είναι πολλά υποσχόμενη και ταχύτατα αναπτυσσόμενη ειδικά στον τομέα ανάκτησης θερμότητας.

Βασικό πλεονέκτημα αυτής της τεχνολογίας είναι ότι μπορεί να εκμεταλλευτεί πηγές ενέργειας χαμηλού θερμοκρασιακού επιπέδου για την ατμοποίηση του εργαζόμενου ρευστού, όπως η ηλιακή ενέργεια, η γεωθερμία και η απορριπτόμενη θερμότητα (π.χ. μέσω καυσαερίων μιας μηχανής Diesel), πηγές όπου ο τυπικός κύκλος Rankine νερού-ατμού είναι συχνά μη οικονομικός η/και μη τεχνολογικά υλοποιήσιμος. Τέτοιες πηγές υπάρχουν συχνά σε περιοχές που είναι απομονωμένες και δεν είναι συνδεδεμένες στο κυρίως δίκτυο προσφέροντας έτσι μια οικονομική μονάδα παραγωγής ενέργειας. Επιπλέον έρευνες [23] έχουν αποδείξει ότι το 50% περίπου της ενέργειας που παράγεται στις βιομηχανίες απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω των καυσαερίων, το οποίο και θα μπορούσαμε να εκμεταλλευτούμε με την τεχνολογία ORC βελτιώνοντας έτσι τον βαθμό απόδοσης των υπάρχων συστημάτων.

Τα πλεονεκτήματα αυτά βασίζονται κυρίως στην χαμηλή θερμοκρασία ατμοποίησης των οργανικών μέσων και τις υψηλές πιέσεις λειτουργίας που επικρατούν. Ο κύκλος αυτός ενδείκνυται για εφαρμογές μικρής και μέσης κλίμακας 0.2-2 MW [23]. Όμως η απουσία του κατάλληλου εξοπλισμού, κυρίως του εκτονωτή και η δυσκολία εύρεσης ενός κατάλληλου και οικονομικού οργανικού ρευστού αποτελούν τροχοπέδη στην περαιτέρω ανάπτυξη της τεχνολογίας. Ειδικά η επιλογή του οργανικού μέσου, με βάση την εφαρμογή, την πηγή και τα επίπεδα της θερμότητας, έχει ουσιώδη σημασία για τον σχεδιασμό της εγκατάστασης [24].

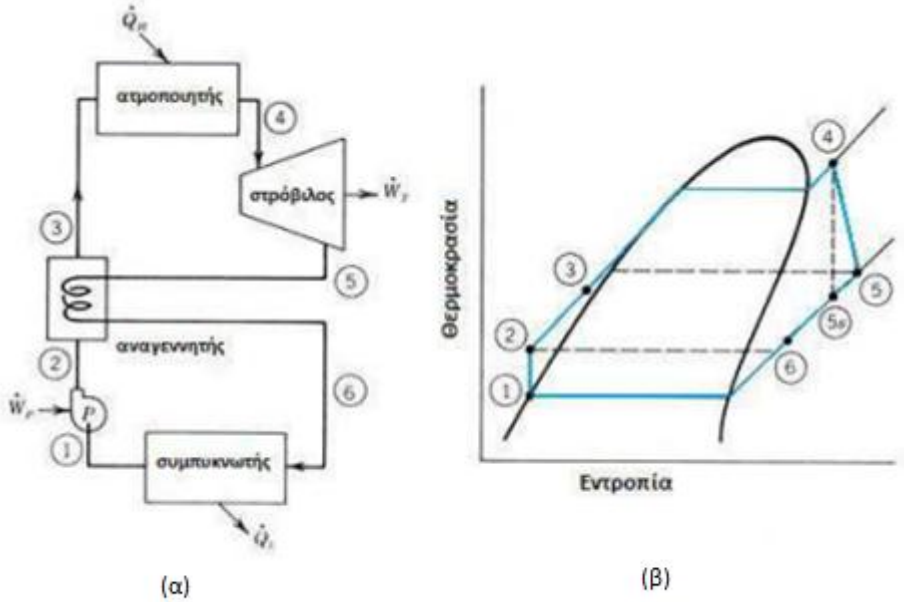
Τα οργανικά μέσα χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες, ξηρά (dry), ισεντροπικά (isentropic) και υγρά (wet), αναλόγως με την κλίση της καμπύλης κορεσμένου αερίου όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα. Τα ξηρά οργανικά μέσα έχουν θετικής κλίσης καμπύλη κορεσμένου ατμού και έχουν συνήθως μεγάλη μοριακή μάζα, τα υγρά οργανικά μέσα έχουν αρνητικής κλίσης καμπύλη κορεσμένου ατμού και έχουν συνήθως μικρή μοριακή μάζα και τέλος τα ισεντροπικά έχουν καμπύλη σχεδόν κατακόρυφη και μέτρια μοριακή μάζα [25].



Εικ. 1.4. Διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της ενθαλπίας για ξηρά, ισεντροπικά και υγρά οργανικά μέσα [25]

Επιθυμητά χαρακτηριστικά του οργανικού μέσου είναι να έχει όσο το δυνατόν περισσότερο ισεντροπική καμπύλη κορεσμένου ατμού, χαμηλό σημείο στερεοποίησης (πολύ πιο κάτω από το χαμηλότερο σημείο του κύκλου), υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, χαμηλές τιμές επιδείνωσης της τρύπας του όζοντος(ODP) και της υπερθέρμανσης του πλανήτη(GWP), να λειτουργεί σε πιέσεις συμβατές με τις τεχνολογίες των επιμέρους συνιστωσών και να είναι χαμηλού κόστους και εύκολης προσβασιμότητας [26].

Πέρα από τα πλεονεκτήματα του ORC σε σχέση με τον συμβατικό κύκλο Rankine νερού-ατμού σε σχέση με την αξιοποίηση χαμηλών θερμικών πηγών, ο ORC είναι και κατασκευαστικά πιο απλός, καθώς δεν υφίσταται η ανάγκη ύπαρξης τυμπάνου συνδεδεμένο με τον λέβητα, αντί αυτού αρκεί ένας εναλλάκτης θερμότητας. Επιπλέον απαιτείται η χρήση εν γένει λιγότερου ογκώδους εξοπλισμού καθώς και η δυνατότητα λειτουργίας του εκτονωτή σε χαμηλότερες θερμοκρασίες. Επίσης επιλέγοντας ξηρά η ισεντροπικά οργανικά μέσα συνήθως δεν είναι απαραίτητη η υπερθέρμανση μετά την ατμοποίηση καθώς κατά την αποτόνωση στο στρόβιλο το οργανικό μέσο σίγουρα θα παραμείνει στην αέρια φάση ή τουλάχιστον θα έχει πάνω από 90% ξηρότητα [27]. Σε πιο σύνθετες νεότερες εκδοχές το σύστημα περιλαμβάνει και έναν αναγεννητή με σκοπό την αύξηση της απόδοσης της εγκατάστασης. Μία τυπική διάταξη ORC παρουσιάζεται παρακάτω.

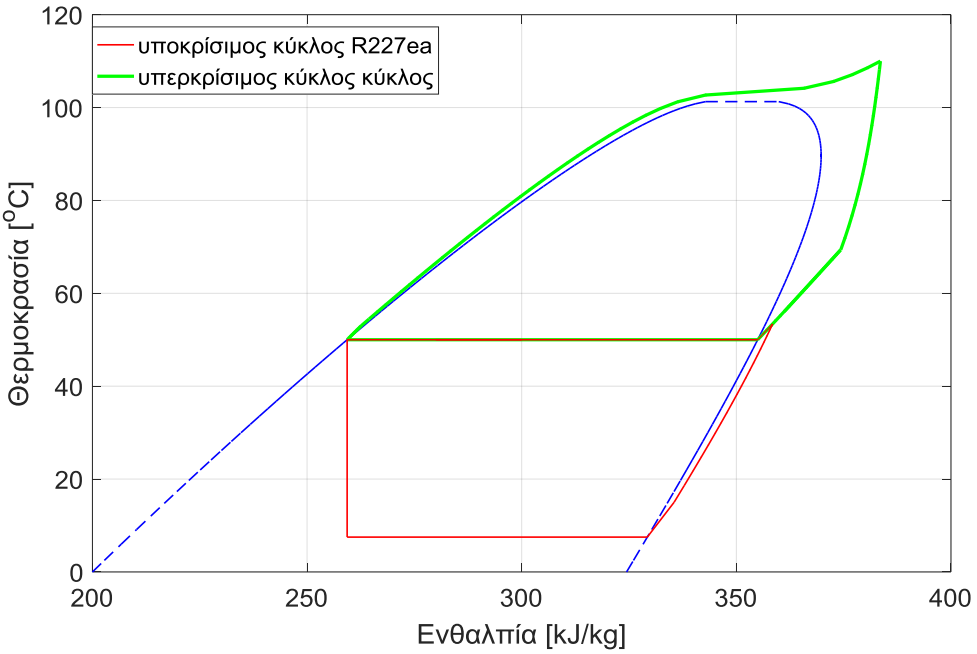


Εικ. 1.5 (α) Σχηματική απεικόνιση ενός τυπικού ORC. (β) Θερμοδυναμικό διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της εντροπίας για έναν τυπικό ORC.

Πέραν από το υποκρίσιμο ORC έντονο επιστημονικό ενδιαφέρον συγκεντρώνει και ο υπερκρίσιμος κύκλος ORC, ο οποίος υπερτερεί έναντι του υποκρίσιμου ORC λόγω των μειωμένων εξεργειακών απωλειών που συνεπάγεται πιο αποδοτική αξιοποίηση της θερμότητας [28]. Άλλωστε, ο υπερκρίσιμος κύκλος είναι πιο εφικτός στα οργανικά μέσα καθώς το κρίσιμο σημείο επιτυγχάνεται σε χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες σε σύγκριση με το νερό. Η βασική διαφοροποίηση υπερκρίσιμου έναντι του υποκρίσιμου κύκλου είναι ότι μετά την αντλία το οργανικό μέσο έχει αποκτήσει αρκετά υψηλότερη

πίεση, τέτοια ώστε η θέρμανση από τον εναλλάκτη να το μετατρέπει κατευθείαν σε υπερκρίσιμο ρευστό χωρίς να μεσολαβεί διφασική περιοχή, όπως στον υποκρίσιμο κύκλο. Αξίζει να σημειωθεί πως σε υπερκρίσιμους κύκλους η θερμότητα που προσδίδεται στον ατμοποιητή είναι σημαντικά μεγαλύτερη της αντίστοιχης των υποκρίσιμων διότι μετά την αποτόνωση το ρευστό δεν πρέπει να καταλήγει στη διφασική περιοχή, επειδή η λειτουργία των εκτονωτών καθιστάτε καθιστάται μη ικανοποιητική λόγω της ύπαρξης σταγονίδιων νερού, οι οποίες φθείρουν τις επιφάνειές του.

Τέτοιοι κύκλοι έχουν σημαντικά μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης από τους υποκρίσιμους και αυτό, διότι η μέση θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας είναι μεγαλύτερη. Ωστόσο η ανάγκη για την ύπαρξη μεγαλύτερων πιέσεων συνεπάγεται και την αύξηση του κόστους του εναλλάκτη, με ενδεχόμενη μάλιστα αλλαγή και του τύπου του εναλλάκτη (π.χ. αντί για επίπεδο πλακοειδή εναλλάκτη πρέπει να επιλεχθεί εναλλάκτης κελύφους που έχει μεγαλύτερο εύρος πιέσεων λειτουργίας) καθώς πρέπει προφανώς να είναι ανθεκτικός στις μεγαλύτερες πιέσεις που επικρατούν. Ένας υπερκρίσιμος και ένας υποκρίσιμος κύκλος για το ψυκτικό μέσο R227ea παρουσιάζονται ενδεικτικά παρακάτω.

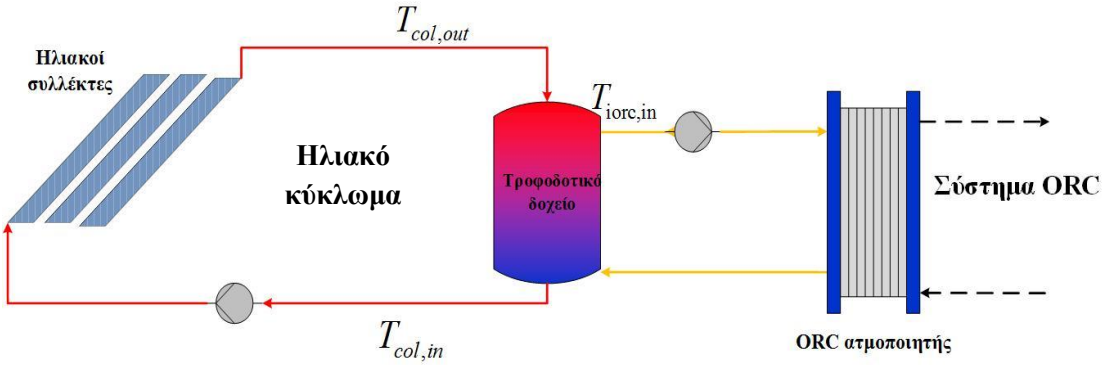


Εικ. 1.6. Διάγραμμα υποκρίσιμου και υπερκρίσιμου κύκλου για ένα κύκλο ORC, για το οργανικό ρευστό R227ea.

Κεφάλαιο 2. Σύστημα ηλιακής αξιοποίησης

2.1. Μοντελοποίηση συστήματος ηλιακής αξιοποίησης

Το σύστημα αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας το οποίο και μελετήθηκε θεωρήσαμε ότι αποτελείται από τα εξής δύο επιμέρους υποσυστήματα: τους ηλιακούς συλλέκτες και το τροφοδοτικό δοχείο. Επιπλέον το εργαζόμενο μέσο που επιλέχθηκε και διατηρείται ίδιο σε όλη την διπλωματική για τα δύο αυτά υποσυστήματα είναι το νερό. Το σύστημα ηλιακής αξιοποίησης συνδέεται στην συνέχει με τον κύκλου ORC που θα μελετηθεί παρακάτω στην παρούσα διπλωματική.



Εικ. 2.1. Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος ηλιακής αξιοποίησης

2.1.1 Μοντελοποίηση ηλιακών συλλεκτών

Αρχικά, όσον αφορά τους ηλιακούς συλλέκτες στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής μελετήθηκαν τρεις τύποι συλλεκτών: επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (FPC), συλλέκτες κενού (ETC) και συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου (PTC). Όπως είχε αναφερθεί και πρωτύτερα οι συλλέκτες τύπου FPC και ETC είναι ακλόνητοι και πρέπει να επιλεχθεί γωνία τοποθέτησης τους ως προς το οριζόντιο επίπεδο, τέτοια ώστε να μεγιστοποιείται η προσπίπτουσα ολική ακτινοβολία στο επίπεδο του συλλέκτη. Οι συλλέκτες PTC παρότι έχουν την δυνατότητα να περιστρέφονται και να ακολουθούν την κίνηση του ήλιου, μοντελοποιήθηκαν στην παρούσα διπλωματική εργασία ως στατικοί και τοποθετούμενοι σε γωνία τέτοια ώστε να μεγιστοποιείται η προσπίπτουσα άμεση ακτινοβολία στο επίπεδο του συλλέκτη.

Η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την εύρεση βέλτιστης γωνίας τοποθέτησης συλλέκτη παρουσιάζεται παρακάτω.

Αρχικά, επιλέχθηκαν δειγματοληπτικά τέσσερις ευρωπαϊκές πόλεις για τις οποίες θα γίνει η μελέτη της εγκατάστασης των ηλιακών: Αθήνα, Θεσσαλονίκη, Κωνσταντινούπολη και Λάρνακα. Για αυτές τις πόλεις χρησιμοποιήθηκαν από τη βιβλιοθήκη του προγράμματος EnergyPlus[29] καιρικά δεδομένα για τη διάρκεια ενός χρόνου. Από τα δεδομένα, εκείνα που χρησιμοποιήθηκαν ήταν τα εξής:

- Η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb} σε ^{O}C για κάθε μία ώρα του έτους
- Η μέση άμεση ακτινοβολία καθέτου επιπέδου I_{bn} σε $\frac{W}{m^2}$ για κάθε μία ώρα του έτους

- Η μέση διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου I_d σε $\frac{W}{m^2}$ για κάθε μία ώρα του έτους
- Η μέση ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου I_{glob} σε $\frac{W}{m^2}$ για κάθε μία ώρα του έτους

Επιπλέον για τους υπολογισμούς απαιτείται η γνώση και κάποιων γεωγραφικών στοιχείων των πόλεων αυτών, τα οποία είναι:

- Το γεωγραφικό πλάτος του μεσημβρινού L_{st} στον οποίο βασίζεται ο τοπικός χρόνος του εξεταζόμενου τόπου
- Το γεωγραφικό μήκος L_{loc} του εξεταζόμενου τόπου
- Το γεωγραφικό πλάτος φ του εξεταζόμενου τόπου

Τα παραπάνω στοιχεία παρουσιάζονται συνολικά στον παρακάτω πίνακα για κάθε πόλη ξεχωριστά:

Πιν. 2.1. Γεωγραφικά στοιχεία των υπό μελέτη πόλεων

	Αθήνα	**Θεσσαλονίκη**	**Κωνσταντινούπολη**	**Λάρνακα**
φ	37,9°	40,52°	40,97°	34,88°
$\boldsymbol{L_{st}}$	30	30	30	45
$\boldsymbol{L_{loc}}$	23,73°	22,97°	28,82°	33,63°

Η ολική ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου I_T μπορεί να υπολογισθεί από τον παρακάτω τύπο: [30]

$$I_T = I_{bn} \cdot cos\theta + I_d \cdot \frac{1 + cos\beta}{2} + I_{glob} \cdot \rho \cdot \frac{1 - cos\beta}{2} \qquad (2.1)$$

Οι τρεις όροι της εξίσωσης αποτελούν τις τρεις διαφορετικές συνιστώσες από τς οποίες προκύπτει η ολική ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου.

- Η άμεση ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου: $I_{bT} = I_{bn} \cdot cos\theta$.
- Η διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από τον ουρανό: $I_d \cdot \frac{1+cos\beta}{2}$.
- Η διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από την ανάκλαση της ολικής στο έδαφος: $I_{glob} \cdot \rho \cdot \frac{1-cos\beta}{2}$.

Κάθε συνιστώσα θα αναλυθεί ξεχωριστά.

- <u>Άμεση ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου</u>

  Άμεση ακτινοβολία ονομάζεται το μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας που φθάνει στην γη κατευθείαν από τον ήλιο χωρίς να μεσολαβήσει διασκορπισμός μέσα στην ατμόσφαιρα. Υπάρχουν 3 είδη αμέσου ακτινοβολίας, η άμεση ακτινοβολία οριζόντιου επιπέδου $\mathrm{I_b}$, κεκλιμένου επιπέδου $\mathrm{I_{bT}}$ και καθέτου επιπέδου $\mathrm{I_{bn}}$, οι οποίες συνδέονται με τις σχέσεις:

$$\mathrm{I_b} = \mathrm{I_{bn}} \cdot cos\theta_Z \qquad (2.2)$$

$$I_{bT} = I_{bn} \cdot cos\theta \qquad (2.3)$$

Η γωνία πρόσπτωσης, θ, της αμέσου ακτινοβολίας πάνω σε μία επιφάνεια είναι η γωνία μεταξύ των προσκοπτουσών ηλιακών ακτινών και της κάθετου στην επιφάνεια. Η γωνία θ υπολογίζεται με την βοήθεια τύπου που είναι διαφορετικός για περιοχές που βρίσκονται στο βόρειο ημισφαίριο της γης και είναι στραμμένες προς τον νότο και για περιοχές που βρίσκονται στο νότιο ημισφαίριο και είναι στραμμένες προς τον βορρά. Επειδή όλες οι περιοχές που επιλέχθηκαν όμως βρίσκονται στο βόρειο ημισφαίριο και είναι στραμμένες προς το νότο η γωνία θ προσδιορίζεται με την βοήθεια της εξίσωσης:

$$cos\theta = sin\delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + cos\delta \cdot \cos(\varphi - \beta) \cdot \cos\ \omega \qquad (2.1)$$

Η γωνία ζενίθ, θ_Z, είναι η γωνία μεταξύ των προσκοπτουσών ηλιακών ακτινών και της κατακόρυφου (κάθετου στο οριζόντιο επίπεδο). Η γωνία θ_Z προσδιορίζεται ως εξής:

$$cos\theta_Z = sin\delta \cdot \sin\varphi + cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\ \omega \qquad (2.2)$$

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω, για να προσδιοριστούν οι γωνίες θ και θ_Z, πρέπει να έχουν προσδιοριστεί πρώτα οι γωνίες *β, δ, φ, ω* .

- Η γωνία β ονομάζεται κλίση τη επιφάνειας και είναι η γωνία που σχηματίζει μια επίπεδη επιφάνεια με το οριζόντιο επίπεδο, δηλαδή πρόκειται για την κλίση τοποθέτησης του συλλέκτη που αποτελεί το ζητούμενο της συγκεκριμένης ενότητας.
- Η ηλιακή απόκλιση δ είναι η γωνιακή θέση του ήλιου κατά το ηλιακό μεσημέρι ως προς το επίπεδο του ισημερινού. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(\frac{360 \cdot (284 + n)}{365}\right) \qquad (2.3)$$

Όπου n είναι ο αύξον αριθμός για μέρα του έτους και παίρνει τιμές από 1 έως 365.

- Η γωνία φ το γεωγραφικό πλάτος του εξεταζόμενου τόπου όπως προείπαμε
- Η γωνία ω ονομάζεται ωριαία γωνία και αποτελεί τη γωνιακή μετατόπιση του ηλίου ανατολικά ή δυτικά του τοπικού μεσημβρινού λόγω της περιστροφής της γης περί τον άξονα της με ρυθμό 0.25 $\frac{deg}{min}$. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\delta = 0.25 \cdot \Delta t \qquad (2.4)$$

Δt είναι ο χρόνος σε λεπτά από το ηλιακό μεσημέρι ή $\Delta t = t_{ηλιακός} - 12h$ ώστε να υπολογιστουν τα λεπτά από το ηλιακό μεσημέρι δηλαδή τις 12 η ώρα.

Αναλυτικότερα, ο ηλιακός χρόνος δεν συμπίπτει με τον τοπικό χρόνο δηλαδή τον χρόνο που δείχνει το ρολόι. Η σχέση που συνδέει τους δύο προαναφερόμενους χρόνους είναι η ακόλουθη:

$$t_{ηλιακός} = t_{ρολογιού} - 4(L_{st} - L_{loc}) + E \qquad (2.5)$$

Το πρόσημο πλην (–) ισχύει μόνο για δυτικά γεωγραφικά μήκη . Για ανατολικά γεωγραφικά μήκη το πρόσημο αλλάζει σε συν (+). Οι πόλεις όμως που θα μελετηθούν έχουν όλες δυτικό γεωγραφικό μήκος οπότε χρησιμοποιείται το πρόσημο πλην (-) στην εξίσωση.

Ε (σε min) είναι η εξίσωση του χρόνου που λαμβάνεται για κάθε μέρα του έτους. Ισχύει η εξίσωση:

$$E = 9.87 \cdot sin(2B) - 7.53 \cdot cos(B) - 1.5 \cdot sin(B) \qquad (2.16)$$

όπου:

$$B = \frac{360\ (n - 81)}{364} \qquad (2.1.7)$$

- <u>Διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από τον ουρανό</u>

  Για να βρεθεί η διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από τον ουρανό, πολλαπλασιάζεται η μέση διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου I_d με τον συντελεστή $\frac{1+\cos(\beta)}{2}$,ο οποίος ονομάζεται παράγοντας όρασης ουρανού του κεκλιμένου επιπέδου.

- <u>Διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από την ανάκλαση της ολικής στο έδαφος</u>

  Για να βρεθεί η ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από την ανάκλαση της ολικής στο έδαφος ,πολλαπλασιάζεται η μέση ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου I_{glob} με τον συντελεστή $\frac{1-\cos(\beta)}{2}$,ο οποίος ονομάζεται παράγοντας όρασης εδάφους του κεκλιμένου επιπέδου, και με την ανακλαστικότητα του εδάφους ξ η οποία για συνηθισμένο έδαφος λαμβάνει την τιμή 0.2. [3]

Με την βοήθεια των παραπάνω εξισώσεων είναι δυνατόν να υπολογιστεί τόσο η ολική ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου I_T, όσο και η άμεση ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου I_{bT}, εφόσον είναι γνωστή η γωνία β τοποθέτησης του συλλέκτη.

Με βάση τα παραπάνω δημιουργήθηκε κώδικας στο προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab σύμφωνα με τον οποίο, έχοντας ως παράμετρο την γωνία β τοποθέτησης του συλλέκτη και χρησιμοποιώντας τα δεδομένα της βιβλιοθήκης του EnergyPlus υπολογίζονται όλα τα προαναφερόμενα μεγέθη μέχρι να τελικά να υπολογιστεί η ολική ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου I_T. Έτσι προέκυψε μία μονοπαραμετρική σχέση της μορφής $I_T = I_T(\beta)$. Έπειτα υπολογίστηκε για ποιες τιμές της παραμέτρου β, $0^0<\beta<90^0$, μεγιστοποιείται η τιμή της ακτινοβολίας I_T και της ακτινοβολίας I_{bT} αντίστοιχα. Υπενθυμίζεται ότι για τους συλλέκτες FPC και ETC ζητούμενο είναι η μεγιστοποίηση της ακτινοβολίας I_T και για τους συλλέκτες PTC η μεγιστοποίηση της ακτινοβολίας I_{bT}.

Οι τιμές της γωνίας β για κάθε πόλη παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα. Αξίζει να σημειωθεί πως έγινε προσέγγιση πρώτου δεκαδικού στη βέλτιστη γωνία τοποθέτησης καθώς καλύτερη προσέγγιση απαιτούσε περισσότερο υπολογιστικό χρόνο χωρίς να υπάρχει πρακτική υπόσταση.

Πιν. 2.2. Οι τιμές των γωνιών για την βελτιστοποίηση της ακτινοβολίας ανά πόλη

	Αθήνα	**Θεσσαλονίκη**	**Κωνσταντινούπολη**	**Λάρνακα**
γωνία β για μεγιστοποίησης της I_T	32.7^0	35.6^0	31.4^0	32.4^0
γωνία β για μεγιστοποίησης της I_{bT}	18.2^0	19.8^0	16.3^0	18.5^0

Με δεδομένες λοιπόν τις τιμές της ολικής ωριαίας ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου I_T και της άμεσης ωριαίας ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου I_{bT}, επόμενο βήμα είναι ο υπολογισμός του βαθμού απόδοσης η των ηλιακών συλλεκτών. Ο τύπος που χρησιμοποιήθηκε είναι ο εξής:[31]

$$\eta = c_0 - c_1 \cdot \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{I_T}\right) - c_2 \cdot I_T \cdot \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{I_T}\right)^2 \qquad (2.18)$$

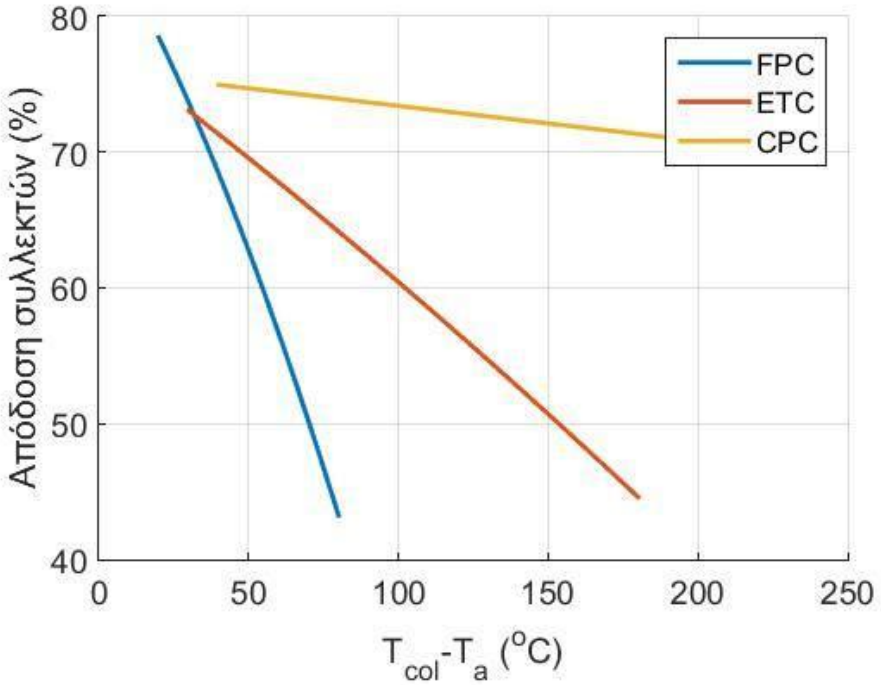
Όπου:

- $T_{col,out}$ η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τους συλλέκτες.
- Ι η ολική ακτινοβολία I_T ή η άμεση ακτινοβολία I_{bT} ανάλογα τον τύπο του συλλέκτη
- T_{amb} η θερμοκρασία περιβάλλοντος
- c_o, c_1, c_2 σταθερές που μεταβάλλονται ανάλογα τον συλλέκτη. Για την παρούσα διπλωματική οι σταθερές αυτές για τους συλλέκτες FPC υπολογίσθηκαν από την σελίδα της εταιρίας Viessman[32] για τον συλλέκτη VITOSOL 300-F, για τους συλλέκτες ETC υπολογίσθηκαν από την σελίδα της εταιρίας Akotec GmbH[33] και για τους συλλέκτες PTC από την εργασία των C.A. Infante Ferreira και D.S. Kim [31]. Συνοψίζοντας τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Πιν. 2.3. Σταθερές εξίσωσης βαθμού απόδοσης ανά τύπο συλλέκτη

Σταθερά	**PTC**	**ETC**	**FPC**
c_o	0,76	0,781	0,868
c_1	0,22	1,402	3,188
c_2	-	0,0046	0,018

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή οι συλλέκτες τύπου PTC λειτουργούν συνήθως ανάμεσα σε θερμοκρασίες 60-250 °C, οι συλλέκτες τύπου ETC σε θερμοκρασίες 50-200 °C και τέλος οι συλλέκτες τύπου FPC σε θερμοκρασίες 40-100 °C. Συγκεκριμένα παρουσιάζεται σε ένα ενδεικτικό διάγραμμα, η απόδοση των συλλεκτών συναρτήσει και της διαφοράς της θερμοκρασίας του ρευστού του συλλέκτη με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος (25 °C) .



Εικ. 2.2 Διάγραμμα απόδοσης των συλλεκτών συναρτήσει της διαφοράς της θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τους συλλέκτες και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Όπως γίνεται φανερό και από το διάγραμμα καθώς η θερμοκρασιακή διαφορά του εργαζόμενου μέσου και του περιβάλλοντος αυξάνεται, μειώνεται η απόδοση για όλα τα είδη των συλλεκτών. Ειδικότερα για τους FPC και ETC συλλέκτες η πτώση αυτή είναι πολύ πιο απότομη. Επιπλέον οι συλλέκτες PTC εκτός από το γεγονός ότι απαιτούν μεγαλύτερες θερμοκρασίες λειτουργίας για το εργαζόμενο μέσο έχουν και αισθητά μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης και επηρεάζονται πολύ λιγότερο από την θερμοκρασιακή διαφορά που αναφέραμε. Τέλος αξίζει να αναφέρουμε ότι οι συλλέκτες ETC φαίνεται ότι υπερτερούν των FPC, ως προς την απόδοση, σε όλο το εύρος των κοινών τους θερμοκρασιακών διαφορών.

Για τον υπολογισμό όμως του βαθμού απόδοσης η των συλλεκτών με την βοήθεια της εξίσωσης (2.11) απαιτείται η γνώση της $T_{col,out}$, η οποία αρχικά είναι επίσης άγνωστη. Θεωρήθηκε λοιπόν ότι ισούται στην πρώτη χρονική στιγμή με την θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στους συλλέκτες, $T_{col,in}$.

Με την βοήθεια του βαθμού απόδοσης είναι δυνατόν να υπολογιστεί η θερμική ισχύς που απορροφούν οι συλλέκτες με την εξίσωση:[3]

$$Q_{col} = \eta \cdot A_{col} \cdot I_T \qquad (2.1.9)$$

όπου A_{col} η συνολική συλλεκτική επιφάνεια.

Εν τέλει η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συλλέκτη υπολογίζεται με μια απλή εφαρμογή της αρχής διατήρησης της ενέργειας:

$$T_{col.out} = \frac{Q_{col}}{\dot{m}_{col} \cdot c_{pw}} + T_{col.in} \qquad (2.110)$$

όπου $\dot{m}_{col}$ η παροχή του ρευστού στους συλλέκτες και $c_{p_{col}}$ η θερμοχωρητικότητα του ρευστού μέσα στον συλλέκτη.

Η θερμοχωρητικότητα του ρευστού μέσα στον συλλέκτη, η οποία θεωρείται ότι δεν αλλάζει κατά μήκος του συλλέκτη αλλά διατηρεί σταθερή τιμή και ίση με αυτήν στην έξοδο του συλλέκτη, μπορεί να υπολογιστεί με την βοήθεια του προγράμματος CoolProp [34] αφού είναι γνωστή η πίεση P_{col} που επικρατεί στους συλλέκτες και υπάρχει η υπόθεση για την τιμή της θερμοκρασίας εξόδου από τους συλλέκτες. Είναι εφικτό επομένως να υπολογιστεί μία νέα τιμή για την θερμοκρασία εξόδου $T_{col,outnew}$ με την βοήθεια του παραπάνω τύπου, η οποία προφανώς θα διαφέρει από την αρχική υπόθεση. Ακολουθήθηκε λοιπόν μία επαναληπτική διαδικασία για τον προσδιορισμό των παραπάνω μεγεθών. Κριτήριο σύγκλισης θεωρήθηκε το παρακάτω:

$$\frac{\left|T_{col,outnew} - T_{col,out}\right|}{T_{col,out}} < 0.0075 \qquad (2.111)$$

Εφόσον το παραπάνω κριτήριο δεν τηρείται τότε η αρχική υπόθεση διορθώνεται ως εξής $T_{col,out} = T_{col,out} + 0.2$ και η διαδικασία επαναλαμβάνεται.

Στις περιπτώσεις που δεν υπάρχει ακτινοβολία λόγω της δύσης του ηλίου, δεν υπάρχει προφανώς και πρόσληψη ενέργειας από τους συλλέκτες οπότε και υποτίθεται ότι δεν υπάρχει ροή του ρευστού διαμέσου των συλλεκτών, θέτοντας την παροχή του ρευστού ίση με μηδέν.

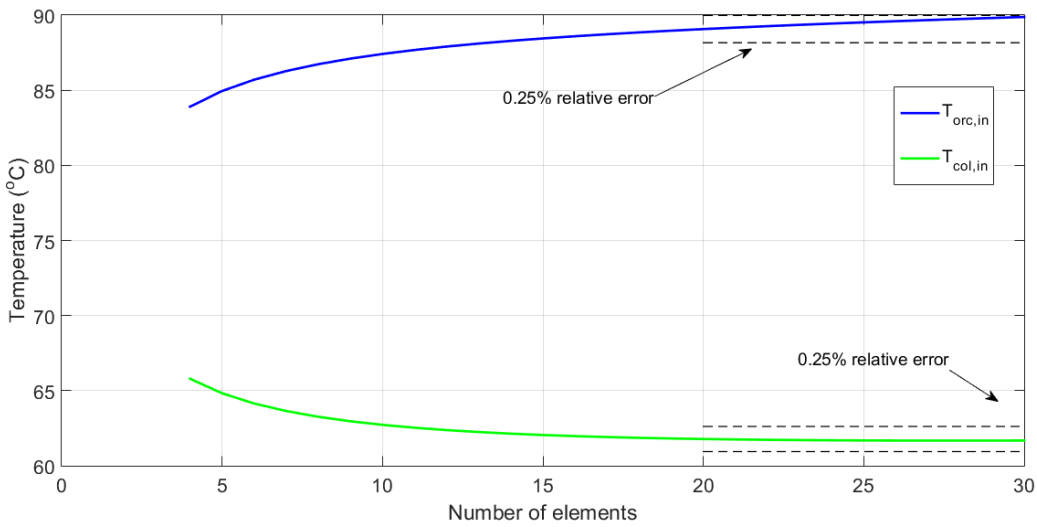
Τέλος αξίζει να αναφερθεί ότι υπάρχουν περιπτώσεις όπου σύμφωνα με τον τύπο (2.11) η απόδοση των συλλεκτών είναι μικρότερη από μηδέν και συγκεκριμένα όταν η προσπίπτουσα ακτινοβολία I είναι πολύ μικρή, οπότε θεωρείται αμελητέα. Σε αυτές τις περιπτώσεις γίνεται η υπόθεση ότι οι συλλέκτες δεν απορροφούν θερμότητα και επομένως δεν υπάρχει λόγος να υφίσταται ροή του εργαζόμενου μέσου. Συνεπώς η παροχή του εργαζόμενου μέσου τίθεται εκ νέου μηδέν.

2.1.2 Μοντελοποίηση τροφοδοτικού δοχείου

Καθώς το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται από τους συλλέκτες οδηγείται προς το τροφοδοτικό δοχείο, το οποίο λειτουργεί και σαν δοχείο αποθήκευσης θερμότητας, τροφοδοτώντας την εγκατάσταση του ORC. Είναι λοιπόν συνδεδεμένο με τον ατμοποιητή του οργανικού κύκλου Rankine, τον οποίο και τροφοδοτεί με την απαραίτητη θερμότητα. Το τροφοδοτικό δοχείο έχει κυλινδρικό σχήμα και είναι μονωμένο έτσι ώστε οι απώλειες προς το περιβάλλον να είναι όσο το δυνατόν ελάχιστες.

Το τροφοδοτικό δοχείο μοντελοποιήθηκε έτσι ώστε το ρευστό στο εσωτερικό του να έχει διάφορες θερμοκρασιακές ζώνες [35]. Σύμφωνα με αυτήν την θεώρηση το τροφοδοτικό δοχείο χωρίζεται σε οριζόντιες ζώνες, οι οποίες και περιέχουν νερό της ίδιας θερμοκρασίας,θεωρείται δηλαδή ότι εντός κάθε ζώνης η θερμοκρασία του ρευστού δεν μεταβάλλεται καθόλου. Θερμότητα και μάζα ανταλλάσσονται μεταξύ των διάφορων ζωνών και δημιουργείται λοιπόν μια θερμοκρασιακή διαστρωμάτωση μέσα στον όγκο του δοχείου. Αφού επέλθει θερμική ισορροπία, η θερμότερη ζώνη βρίσκεται στο πάνω κομμάτι

του δοχείου και η ψυχρότερη στο κάτω. Ο αριθμός των διαφορετικών θερμοκρασιακών ζωνών επιλέχθηκε να είναι ίσος με 20. Όπως παρουσιάζεται και στο παρακάτω διάγραμμα ο αριθμός των 20 επιπέδων παρουσιάζει ένα ανεκτό σχετικό σφάλμα στην ακρίβεια πρόβλεψης των τιμών. Ένας μεγαλύτερος διαχωρισμός επιπέδων θα έδινε αποτελέσματα μεγαλύτερης ακρίβειας μεν, απαιτώντας όμως υπολογιστικό χρόνο τέτοιο που δεν είναι συγκρίσιμος της καλύτερης ακρίβειας που θα απέδιδε. Από την άλλη πλευρά, μικρότερος διαχωρισμός θα έδινε σχετικά σφάλματα μεγαλύτερα του 0.25% και οι περαιτέρω μετρήσεις δεν θα ήταν ακριβείς.



Εικ. 2.3 *Διάγραμμα θερμοκρασίας και αριθμού διαφορετικών οριζόντιων επιπέδων στο τροφοδοτικό δοχείο.*

Το εμβαδόν των επιμέρους ζωνών είναι το ακόλουθο[36]. Για την πρώτη ζώνη (από πάνω προς τα κάτω) :

$$A_{st} = \frac{\pi D_{st}^2}{4} + \frac{\pi D_{st} H_{st}}{20} \tag{2.112}$$

Για την δεύτερη έως και δέκατη-ένατη ζώνη:

$$A_{st} = \frac{\pi D_{st} H_{st}}{20} \tag{2.113}$$

Για την τελευταία ζώνη:

$$A_{st} = \frac{\pi D_{st}^2}{4} + \frac{\pi D_{st} H_{st}}{20} \tag{2.114}$$

όπου D_{st} είναι η διάμετρος του τροφοδοτικού δοχείο και H_{st} το ύψος του.

Οι εξισώσεις διατήρησης της ενέργειας για τις θερμοκρασιακές ζώνες είναι οι παρακάτω [35]. Για την πρώτη θερμοκρασιακή ζώνη:

$$\frac{\rho V_{st}}{15} c_{p,st1} \frac{dT_{st,1}}{dt} = \dot{m}_{col} c_{p,colout} \left(T_{col,out} - T_{st,1}\right) + \dot{m}_h c_{p,st1} \left(T_{st,2} - \tag{2.115}$$

$T_{st,1}) - U_{st}A_{st,1}(T_{st,1} - T_{amb})$

Για την δεύτερη έως και δέκατη-ένατη ζώνη

$$\frac{\rho V_{st}}{15} c_{p,sti} \frac{dT_{st,i}}{dt} = \dot{m}_{col} c_{p,colout}\left(T_{st,i-1} - T_{st,i}\right) + \dot{m}_h c_{p,sti}\left(T_{st,i+1} - T_{st,i}\right) - U_{st}A_{st,i}(T_{st,i} - T_{amb}) \quad (2.116)$$

Για την εικοστή ζώνη:

$$\frac{\rho V}{15} c_{p,st15} \frac{dT_{st,15}}{dt} = \dot{m}_{col} c_{p,colout}\left(T_{st,19} - T_{st,20}\right) + \dot{m}_h c_{p,st20}\left(T_{orc,out} - T_{st,20}\right) - U_{st}A_{st,20}(T_{st,20} - T_{amb}) \quad (2.120)$$

Όπου:

- V_{st} ο όγκος του τροφοδοτικού δοχείου
- $c_{p,st}$ η θερμοχωρητικότητα του νερού στην εκάστοτε ζώνη
- T_{st} η θερμοκρασία του νερού στην κάθε ζώνη
- $c_{p,colout}$ η θερμοχωρητικότητα του νερού στην έξοδο των συλλεκτών
- $\dot{m}_h$ η παροχή του νερού που οδηγείται προς αξιοποίηση στην υπόλοιπη εγκατάσταση
- U_{st} ο συντελεστής απώλειας θερμότητας λόγω ακτινοβολίας, συναγωγής και αγωγής.

Είναι σημαντικό να τονισθεί ότι η θερμοκρασία εισόδου στους συλλέκτες ισούται με την θερμοκρασία που επικρατεί στην τελευταία ζώνη του τροφοδοτικού δοχείου οπότε ισχύει:

$$T_{col,in} = T_{st,20} \quad (2.121)$$

Επιπλέον η θερμοκρασία του ρευστού που οδηγείται προς τον ατμοποιητή του συστήματος ORC ισούται με την θερμοκρασία που επικρατεί στην πρώτη ζώνη του τροφοδοτικού δοχείου οπότε ισχύει:

$$T_{h,in} = T_{st,1} \quad (2.122)$$

2.2. Λειτουργία συστήματος ηλιακής αξιοποίησης

Για την ετήσια λειτουργία του συστήματος ηλιακής αξιοποίησης, όπως απαιτείται για τις ανάγκες της παρούσας διπλωματικής εργασίας, ακολουθήθηκε η παρακάτω διαδικασία. Αρχικά θεωρείται μια τιμή εκκίνησης όλων των μεγεθών για την πρώτη ώρα του χρόνου. Την στιγμή εκείνη όλες οι θερμοκρασίες του συστήματος, δηλαδή οι θερμοκρασίες $T_{col,out}$, $T_{col,in}$, $T_{st,i}$ θεωρούνται ίσες μεταξύ τους και με την θερμοκρασία περιβάλλοντος για εκείνη τη χρονική στιγμή.

Επιπλέον σε μία πρώτη προσέγγιση, με σκοπό τη διακρίβωση του μοντέλου, θεωρήθηκαν τα εξής:

- Η συνολική συλλεκτική επιφάνεια A_{col}, ανεξάρτητα από τον τύπο των συλλεκτών που θα μελετηθεί, τίθεται ίση με 30 m^2.
- Η παροχή του νερού μέσα στους συλλέκτες $\dot{m}_{col}$ ισούται με 1 Kg/s.
- Η πίεση που επικρατεί στο σύστημα των ηλιακών είναι 4 bar.

Στην συνέχεια επιλύεται το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών όπως περιγράφηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο οπότε γνωρίζουμε την νέα θερμοκρασία εξόδου από τους συλλέκτες για την επόμενη χρονική στιγμή, δηλαδή για την επόμενη ώρα.

Στην συνέχεια, με την γνώση των παραπάνω, επιλύεται το σύστημα του τροφοδοτικού δοχείου. Για την επίλυσή του θεωρήθηκαν τα εξής :

- Ο όγκος V_{st} του τροφοδοτικού δοχείου είναι $\frac{A_{col}}{30} = 1$ m^3
- Η διάμετρος D_{st} του τροφοδοτικού δοχείου είναι 0.8 m
- Το ύψος του δοχείου προσδιορίζεται από την εξίσωση

$$H_{st} = \frac{V_{st}}{\pi \cdot \frac{D_{st}^2}{4}} \qquad (2.23)$$

- Ο συντελεστής απωλειών θερμότητας λόγω ακτινοβολίας, συναγωγής και αγωγής $U_{st} = 0.5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ [35]
- Η παροχή του νερού από το τροφοδοτικό προς τον ατμοποιητή της εγκατάστασης ORC $\dot{m}_{st}$ ισούται με 0.8 Kg/s.
- Η πίεση που επικρατεί στο σύστημα του τροφοδοτικού δοχείου αλλά και στις σωληνώσεις που οδηγούν το νερό προς τον ατμοποιητή είναι 4 bar.

Επομένως είναι δυνατόν να επιλυθεί το σύστημα του τροφοδοτικού δοχείου, αποτέλεσμα του οποίου είναι οι νέες θερμοκρασίες κάθε ζώνης άρα και η θερμοκρασίες εξόδου του νερού από το τροφοδοτικό δοχείο.

Στο σημείο αυτό θα πρέπει να αναφερθούν μερικές δεσμεύσεις οι οποίες διέπουν συνολικά το σύστημα αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας και τον τρόπο με τον οποίο λειτουργεί. Διακρίνονται λοιπόν όλες οι δυνατές υποπεριπτώσεις λειτουργίας του συστήματος ανάλογα με τις συνθήκες που επικρατούν:

- *Περίπτωση 1*: Δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st,1}$ είναι μικρότερη από την ελάχιστη θερμοκρασία που απαιτούμε για την λειτουργία του ατμοποιητή. Η θερμοκρασία αυτή θεωρήθηκε σε μία πρώτη προσέγγιση σταθερή και ίση με 90 °C.
  Τότε και τα δύο υποσυστήματα, ηλιακών συλλεκτών και τροφοδοτικού δοχείου, παραμένουν κλειστά δηλαδή οι παροχές $\dot{m}_h$ και $\dot{m}_{col}$ ισούνται με 0. Στις περιπτώσεις αυτές ισχύουν τα εξής:

$$T_{col,out,i} = T_{col,in,i} \qquad (2.214)$$

$$T_{st,i} = T_{st,i-1} \qquad (2.2.25)$$

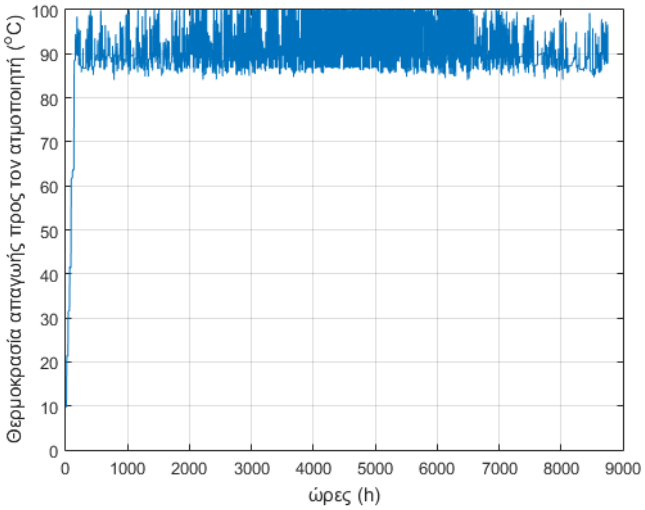
- *Περίπτωση 2* Δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st,1}$ είναι μεγαλύτερη από 90 °C.
  Τότε δεν υπάρχει παροχή ρευστού $\dot{m}_{col}$ στο υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών και το σύστημα παραμένει κλειστό αλλά υπάρχει παροχή $\dot{m}_h$ από το τροφοδοτικό δοχείο προς τον ατμοποιητή της εγκατάστασης, μεταφέροντας έτσι θερμότητα από το νερό στο οργανικό μέσο. Στις περιπτώσεις αυτές ισχύει το εξής:
  $$T_{col,out,i} = T_{col,in,i} \qquad (2.26)$$
  Αντίθετα οι θερμοκρασίες στις ζώνες του τροφοδοτικού δοχείου υπολογίζονται όπως ακριβώς αναφέρθηκε στην παράγραφο της μοντελοποίησης τους.
- *Περίπτωση 3*: Υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st,1}$ είναι μικρότερη από 90 °C.
  Τότε υπάρχει παροχή ρευστού $\dot{m}_{col}$ στο υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών, το οποίο λειτούργει όπως περιγράφηκε παραπάνω και θερμαίνει το νερό το οποίο οδηγείται στο τροφοδοτικό δοχείο αλλά στην συνέχεια δεν υπάρχει παροχή $\dot{m}_h$ από το τροφοδοτικό δοχείο προς τον ατμοποιητή της εγκατάστασης. Στις περιπτώσεις αυτές το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών και το σύστημα του τροφοδοτικού δοχείου λειτουργεί όπως περιγράφηκε νωρίτερα με την μόνη διαφοροποίηση ότι δεν λαμβάνουμε υπόψη τις τιμές $T_{orc,out,i}$ *και* $T_{orc,in,i}$
- *Περίπτωση 4*: Υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st,1}$ είναι μεγαλύτερη από 90 °C.
  Τότε όλα τα υποσυστήματα παραμένουν ανοιχτά, υπάρχουν οι παροχές τόσο στους ηλιακούς συλλέκτες όσο και προς τον ατμοποιητή και τα συστήματα λειτουργούν όπως ακριβώς αναφέρθηκε παραπάνω .

Επίσης στο σημείο αυτό πρέπει να διακριθούν ακόμα δύο υποπεριπτώσεις σε περίπτωση που υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία. Το σύστημα επιλέχθηκε να έχει μέγιστη θερμοκρασία τροφοδοσίας του ατμοποιητή ίση με 110 °C, δηλαδή $T_{col,out,max} = 110$ °C. Οποιαδήποτε επομένως χρονική στιγμή για την οποία θα ισχύει $T_{col,out,i} > T_{col,out,max}$ θα πρέπει να προσαρμόζεται κατάλληλα. Επιπλέον για τους συλλέκτες FPC η θερμοκρασία δεν δύναται να ξεπερνάει ούτε τους 100 °C για την ασφάλεια του συστήματος, αφού όπως αναφέρθηκε και στο πρώτο κεφάλαιο δεν συνιστάται η λειτουργία τους για μεγαλύτερες θερμοκρασίες. Οπότε για να ικανοποιηθούν αυτοί οι περιορισμοί, τίθεται ακόμα ένας έλεγχος στο πρόγραμμα μοντελοποίησης.

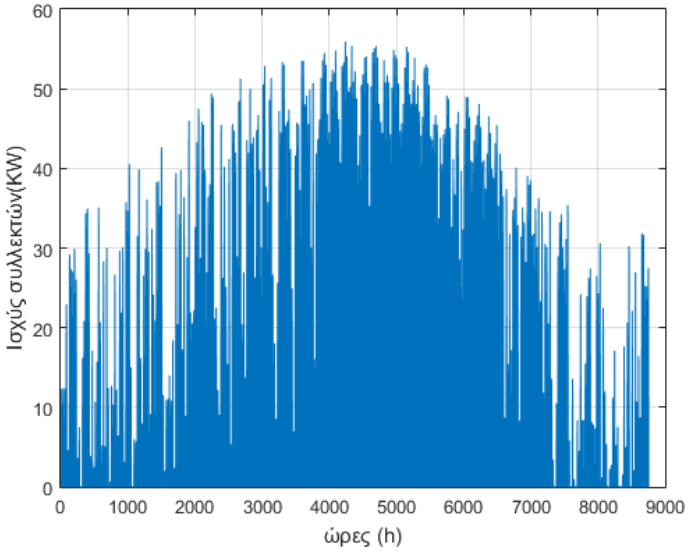
- *Υποπερίπτωση 1*: Υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία, η θερμοκρασία εξόδου από τους συλλέκτες $T_{col,out}$ είναι μικρότερη από 100 °C για τους συλλέκτες FPC και μικρότερη από 110 °C για τους άλλους δύο τύπους συλλεκτών και η θερμοκρασία $T_{st,1}$ είναι μικρότερη η μεγαλύτερη από τους 90 °C.
  Το σύστημα λειτουργεί ακριβώς με τον τρόπο που περιγράφηκε στην περίπτωση 3 ή 4 αντιστοίχως
- *Υποπερίπτωση 2*: Υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία, η θερμοκρασία εξόδου από τους συλλέκτες $T_{col,out}$ είναι μεγαλύτερη από 100 °C για τους συλλέκτες FPC και μεγαλύτερη από 110 °C για τους άλλους δύο τύπους συλλεκτών και η θερμοκρασία $T_{st,1}$ είναι προφανώς μεγαλύτερη από 90 °C.

Τότε υπάρχει παροχή ρευστού $\dot{m}_{col}$ στο υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών και επομένως πρόσληψη ενέργειας. Η θερμοκρασία όμως $T_{col,out}$ τίθεται ίση με 100 °C ή με 110 °C αντίστοιχα, και υπολογίζεται εκ νέου με βάση την καινούργια θερμοκρασία εξόδου η θερμική ισχύς που απορροφούν οι συλλέκτες αλλά και η καινούργια απόδοση αυτών. Επιπλέον υπάρχει παροχή $\dot{m}_h$ από το τροφοδοτικό δοχείο προς τον ατμοποιητή της εγκατάστασης, μεταφέροντας έτσι θερμότητα από το νερό στο οργανικό μέσο. Το σύστημα επομένως του τροφοδοτικού δοχείου λειτουργεί ακριβώς όπως περιγράφηκε στην μοντελοποίηση του.

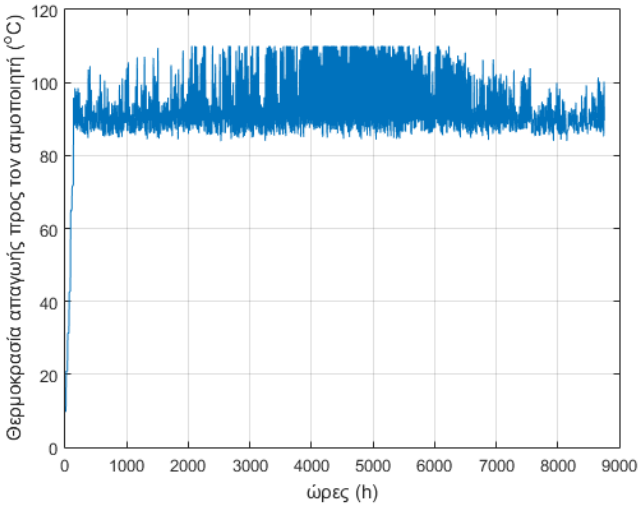
Σε συμφωνία με όλα τα παραπάνω δημιουργήθηκαν οι κατάλληλοι κώδικες σε περιβάλλον Matlab και με την βοήθεια τους προέκυψαν τα απαραίτητα αποτελέσματα για κάθε τύπο συλλεκτών αλλά και για κάθε πόλη που μελετάται. Ενδεικτικά παρατίθενται τα παρακάτω διαγράμματα για την πόλη της Αθήνας:



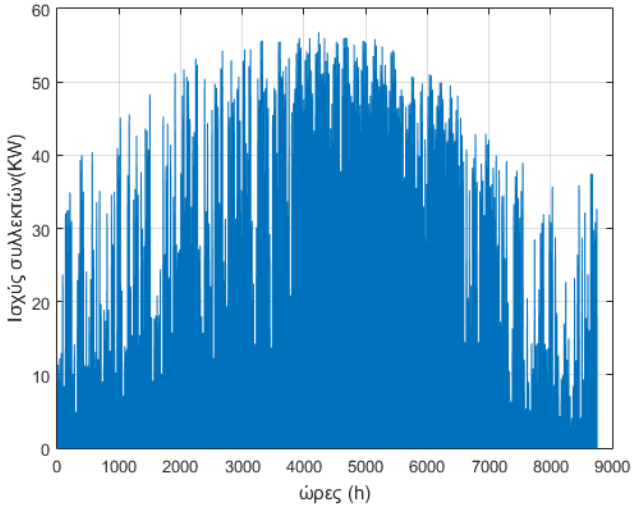
Εικ. 2.4 Διάγραμμα θερμοκρασίας απαγωγής προς τον ατμοποιητή T_{hi} συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες FPC και την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση.



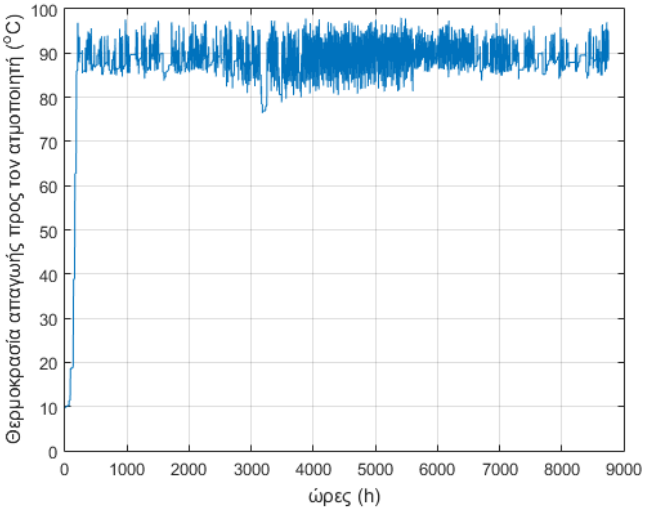
Εικ. 2.5 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών Q_{col} συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες FPC και την πόλη της Αθήνα με σταθερή κατανάλωση.



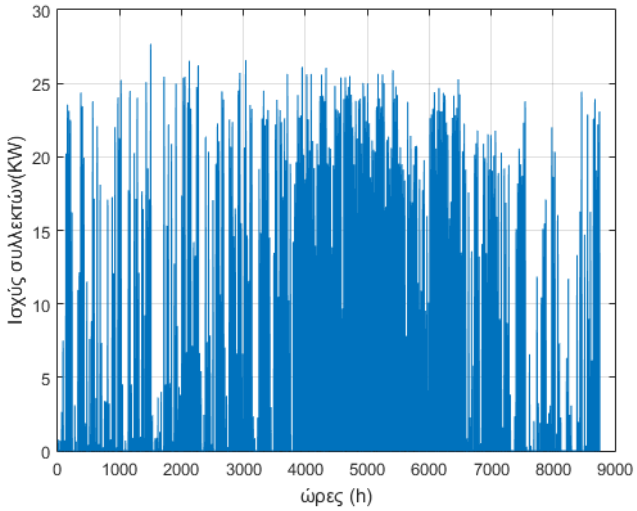
Εικ. 2.6 Διάγραμμα θερμοκρασίας απαγωγής προς τον ατμοποιητή T_{hi} συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες ETC και την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση.



Εικ. 2.7 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών Q_{col} συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες ETC και την πόλη της Αθήνα με σταθερή κατανάλωση.



Εικ. 2.8 Διάγραμμα θερμοκρασίας απαγωγής προς τον ατμοποιητή T_{hi} συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες PTC και την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση.



Εικ. 2.9 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών Q_{col} συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες PTC και την πόλη της Αθήνα με σταθερή κατανάλωση.

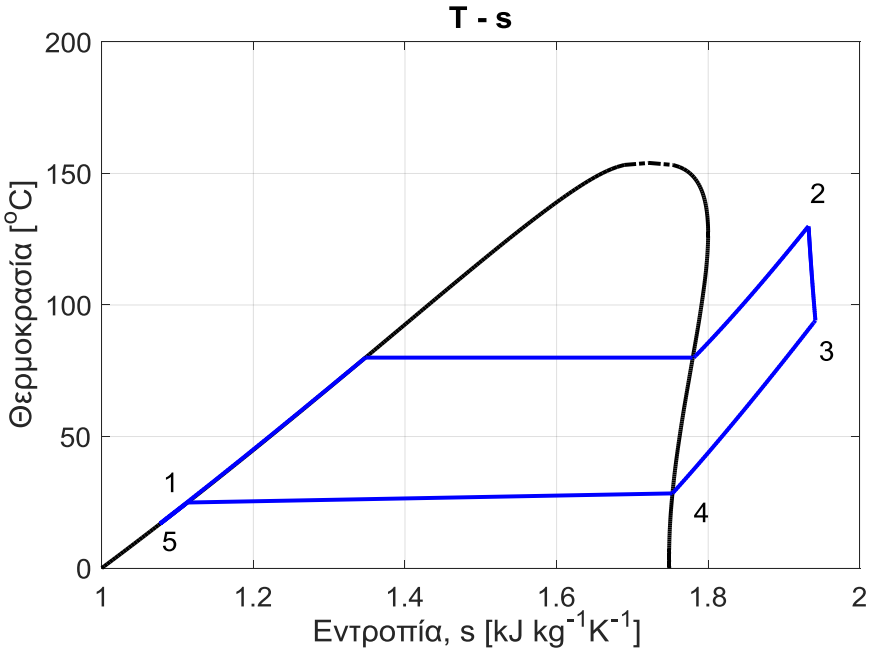
Από τα παραπάνω διαγράμματα αρχικά παρατηρείται πως η θερμοκρασία στο σύστημα για στους συλλέκτες FPC δεν ξεπερνά τους 100 °C και για τους συλλέκτες PTC δεν ξεπερνά τους 110 °C, όπως ορίσθηκε. Για τους συλλέκτες όμως PTC ενώ ορίσθηκε μέγιστη θερμοκρασία 110 °C, αυτή δεν φθάνει ούτε καν τους 100 °C. Ο λόγος που συμβαίνει αυτό αφορά την θεώρηση που έγινε από την αρχή της μοντελοποίησης ότι δηλαδή οι συλλέκτες PTC θα είναι στατικοί και δεν θα ακολουθούν την πορεία του ήλιου. Με αυτόν τον τρόπο και αφού μπορούν να αξιοποιήσουν μόνο την απευθείας ακτινοβολία ουσιαστικά δεσμεύουν πολύ μικρότερη ενέργεια από το περιβάλλον όπως φαίνεται και από το διάγραμμα του Q_{Ccol}. Η ενέργεια επομένως που δεσμεύουν τις περισσότερες φορές δεν τους επιτρέπει να υπερκαλύψουν την απορροφούμενη ενέργεια με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας στο σύστημα. Επιπλέον παρατηρείται ότι η μέγιστη αποδιδόμενη ισχύς αφορά τους συλλέκτες ETC. Το γεγονός αυτό είναι απολύτως λογικό, αφού οι συλλέκτες ETC έχουν εν γένει καλύτερη απόδοση για τις θερμοκρασίες λειτουργίας του συστήματος, εξού και η μεγαλύτερη ισχύς που παρατηρείται λόγω αποδοτικότερης δέσμευσης της ηλιακής ακτινοβολίας.

Κεφάλαιο 3. Οργανικός Κύκλος Rankine

3.1. Μοντελοποίηση οργανικού κύκλου Rankine

Η εγκατάσταση η οποία θα μελετηθεί παραλαμβάνει το φορτίο θερμότητας που έχει αποθηκευτεί στο τροφοδοτικό δοχείο, όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα, και το χρησιμοποιεί για την τροφοδοσία ενός υποκρίσιμου κύκλου ORC. Ο υποκρίσιμος αυτός κύκλος μπορεί να περιγραφεί ως εξής: η αντλία (1), η οποία παραλαμβάνει μηχανική ενέργεια από έναν κινητήρα, κυκλοφορεί το οργανικό μέσο από το τροφοδοτικό δοχείο προς τον ατμοποιητή ενώ παράλληλα το συμπιέζει. Εντός του ατμοποιητή το μέσο προθερμαίνεται (2’), ατμοποιείται (2’’) και υπερθερμαίνεται (2) και έπειτα οδηγείται στον εκτονωτή (3). Ο εκτονωτής είναι συμπλεγμένος με γεννήτρια για την παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας. Έπειτα το οργανικό μέσο οδηγείται στον συμπυκνωτή όπου ψύχεται μέχρι κορεσμού (4΄), συμπυκνώνεται (4΄΄) και υποψύχεται (4) και καταλήγει στο τροφοδοτικό δοχείο όπου επανεκκινείται ο κύκλος.

Παρακάτω απεικονίζεται σε ένα διάγραμμα T-s οι θερμοδυναμικές καταστάσεις στις θέσεις του κύκλου που περιγράφηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο, όπου οι τιμές είναι ενδεικτικές.



Εικ. 3.1. Ενδεικτικό θερμοδυναμικό διάγραμμα ORC

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ορίζεται ως ο λόγος του παραγόμενου έργου του εκτονωτή προς την θερμότητα που απορροφά ο ατμοποιητής, δηλαδή:

$$\eta_{th} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \qquad (3.1)$$

Η καθαρή παραγόμενη ισχύς ορίζεται ως η διαφορά της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος της γεννήτριας του εκτονωτή και της ηλεκτρικής ισχύος που καταναλώνει ο κινητήρα της αντλίας, δηλαδή:

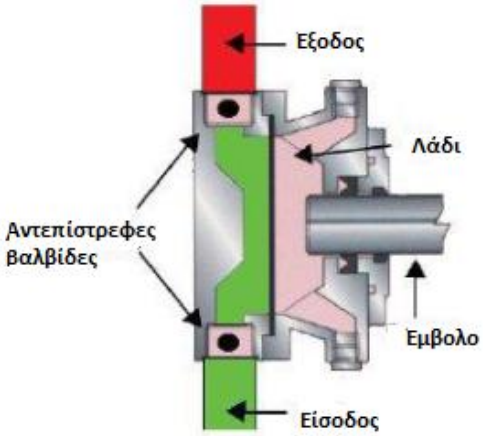
$$P_{el,net} = P_{el,gen} - P_{el,motor} \quad (3.2)$$

Ενώ τέλος, ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης λαμβάνεται ως το πηλίκο της καθαρής ισχύος προς την θερμότητα που απορροφά ο ατμοποιητής, δηλαδή:

$$n_{th} = \frac{P_{net}}{m_{orc}(h_2 - h_1)} \quad (3.3)$$

3.1.1 Μοντελοποίηση Αντλίας

Η αντλία που επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί είναι τύπου πολλαπλού διαφράγματος και πρόκειται για το μοντέλο D10-X της εταιρίας Hydra-Cell [37]. Πρόκειται για μια αντλία θετικής μετατόπισης της οποίας η βασική αρχή λειτουργίας εικονίζεται στο επόμενο σχήμα:



Εικ. 3.2 *Απεικόνιση αντλίας της εγκατάστασης.*

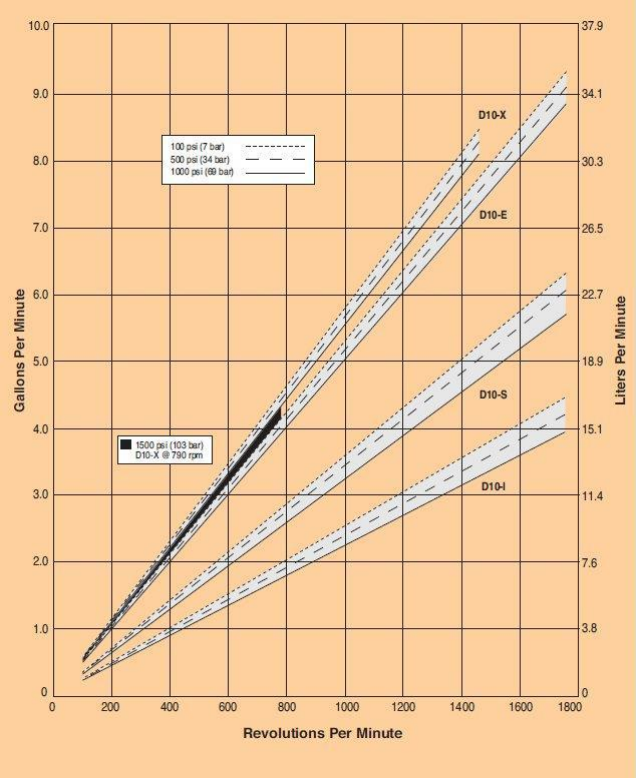
Με την περιστροφή του άξονα της αντλίας κινείται ένα έμβολο το οποίο συμπιέζει ή αποσυμπιέζει έναν θάλαμο γεμάτο με λάδι. Το διάφραγμα (μεμβράνη) μεταφέρει την παλινδρομική αυτή κίνηση που προκαλεί το έμβολο στον κυρίως θάλαμο της αντλίας εντός του οποίου διέρχεται το εργαζόμενο μέσο. Ο έλεγχος της εισόδου/εξόδου του ρευστού γίνεται με την βοήθεια αντεπίστροφων βαλβίδων οι οποίες αποτελούνται από ανοξείδωτα σφαιρίδια.

Επιπλέον παρουσιάζονται κάποια πρόσθετα τεχνικά χαρακτηριστικά του συγκεκριμένου μοντέλου, όπως αυτά παρέχονται από τον κατασκευαστή.

Πιν. 3.1. Πρόσθετα χαρακτηριστικά της αντλίας

Παράμετρος	Τιμή
Μέγιστη πίεση εισόδου (bar)	17
Διάμετρος στομίου εισόδου (in)	1
Διάμετρος στομίου εξόδου (in)	¾
Μέγιστη θερμοκρασία ροής (°C)	121
Μέγιστη ταχύτητα περιστροφής (rpm)	1450
Μέγιστη πίεση εξόδου (bar)	69

Όπως είναι γνωστό στις αντλίες θετικής μετατόπισης, η παροχή είναι θεωρητικά ανεξάρτητη του μανομετρικού της, αν και στην πράξη τείνει να μειώνεται ελαφρά με την αύξησή του, κυρίως εξαιτίας των ογκομετρικών απωλειών. Έτσι η παροχή όγκου της εν λόγω αντλίας είναι ανάλογη των στροφών (με σταθερά αναλογίας τον όγκο σάρωσης), ενώ το μανομετρικό της καθορίζεται αποκλειστικά από την υδραυλική αντίσταση της γραμμής, η οποία για έναν κύκλο ORC ορίζεται κατά κύριο λόγο από τον εκτονωτή. Στο επόμενο σχήμα εικονίζεται η καμπύλη παροχής στροφών που δίνει ο κατασκευαστής της αντλίας:



Εικ. 3.3 Καμπύλη στροφών-ογκομετρικής παροχής για την αντλία Hydra-Cel D-10x.

Από τις παραπάνω καμπύλες μπορεί να εξαχθεί μία γραμμική σχέση που να συνδέει την ογκομετρική παροχή με τις στροφές τις αντλίας, η οποία είναι η ακόλουθη [38] :

$$\dot{V}[lpm] = \frac{N[RPM] - 22{,}681}{46{,}705} \qquad (3.4)$$

Με δεδομένο ότι είανι γνωστές η θερμοδυναμική κατάσταση εισόδου στην αντλία, η πίεση εξόδου P_{out} και η παροχή μάζας $\dot{m}$ του εργαζόμενου μέσου, είναι εύκολο να υπολογιστεί η ογκομετρική παροχή στην είσοδο της αντλίας $\dot{V}_{in}$ με την βοήθεια του τύπου:

$$\dot{V}_{in} = \rho_{in}\dot{m} \qquad (3.5)$$

Στην συνέχεια καθώς το εργαζόμενο μέσο είναι συμπιεστό και επομένως η ογκομετρική παροχή αλλάζει σε όλο το μήκος της αντλίας, γίνεται η σύμβαση ότι οι στροφές της αντλίας με την βοήθεια του τύπου (3.4) υπολογίζονται με βάση την ογκομετρική παροχή στην έξοδο της αντλίας $\dot{V}_{out}$.

Αξιοποιώντας τα παραπάνω δεδομένα μπορούμε να υπολογίσουμε το υδραυλικό έργο για ασυμπίεστο ρευστό, με την βοήθεια του τύπου:

$$\dot{W}_{hyd} = \dot{V}_{out} \Delta P \tag{3.6}$$

αλλά και την μηχανική ισχύ στον άξονα της αντλίας μέσω της προτεινόμενης σχέσης του κατασκευαστή της αντλίας:

$$\dot{W}_{mech}[kW] = 15\frac{N[RPM]}{84428} + \frac{\dot{V}_{out}[lpm]\Delta P[bar]}{511} \tag{3.7}$$

Η διαίρεση κατά μέλη των εξισώσεων (3.6) και (3.7) δίνει τον βαθμό απόδοσης της αντλίας:

$$\eta_{pump} = \frac{\dot{W}_{hyd}}{\dot{W}_{mech}} \tag{3.8}$$

Για τον υπολογισμό όμως της ογκομετρικής παροχής στην έξοδο της αντλίας απαιτείται η γνώση της πυκνότητας του εργαζόμενου μέσου στην ίδια θέση. Δεδομένου ότι δεν είναι γνωστή η τιμή άλλης θερμοδυναμικής ιδιότητας πέραν την πίεσης στην έξοδο της αντλίας αυτό δεν είναι καταρχήν δυνατόν. Γίνεται επομένως η υπόθεση ότι η περίσσεια ισχύς στον άξονα της αντλίας, όπως αυτή υπολογίζεται από τη σχέση [3.7], προσδίδεται ως θερμότητα στο οργανικό μέσο και συνεπώς αμελούνται οι απώλειες θερμότητας από το σώμα της αντλίας στο περιβάλλον. Έτσι:

$$h_{out=}h_{in} + \frac{\dot{W}_{mech}}{\dot{m}} \tag{3.9}$$

Ωστόσο, όπως είναι προφανές για τον υπολογισμό της ενθαλπίας εξόδου απαιτείται η γνώση της μηχανικής ισχύος στον άξονα της αντλίας, που για να υπολογιστεί απαιτεί την γνώση της θερμοδυναμικής κατάστασης εξόδου. Οπότε στο σημείο αυτό απαιτείται μία επαναληπτική διαδικασία όπου αρχικά γίνεται η υπόθεση ότι η ογκομετρική παροχή εξόδου ισούται με την ογκομετρική παροχή εισόδου, υπολογίζοντας στην συνέχεια τις στροφές της αντλίας, έπειτα την μηχανική ισχύ στην αντλία και την ενθαλπία εξόδου, οπότε είναι δυνατό να υπολογιστεί η πυκνότητα εξόδου, αφού είναι πλέον δύο γνωστά θερμοδυναμικά μεγέθηγια τη συγκεκριμένη κατάσταση, και επομένως να υπολογιστεί μια νέα τιμή της ογκομετρικής παροχής εξόδου. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται έως ότου συγκλίνει η τιμή της ογκομετρικής παροχής με διαφορά 10^{-4}.

Μέσω της ισεντροπικής ενθαλπίας εξόδου $h_{out,is}$ (είναι γνωστή η εντροπία εισόδου και η πίεση εξόδου) υπολογίζεται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης με την βοήθεια της εξίσωσης:

$$n_{is,pump} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \tag{3.10}$$

Στο σημείο αυτό απαιτείται ο υπολογισμός της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ισχύς του κινητήρα $P_{el,motor}$ που απαιτείται για την λειτουργία της αντλίας, για την εύρεση της καθαρής παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας P_{net}, που αποτελεί και την μεταβλητή

βελτιστοποίησης του κύκλου. Για τον σκοπό αυτό μοντελοποιείται και ο κινητήρας που είναι συνδεδεμένος με την αντλία της εγκατάστασής μας. Η μοντελοποίηση του θα παρουσιαστεί παρακάτω μαζί με την μοντελοποίηση της γεννήτριας που είναι συνδεδεμένη με τον εκτονωτή της εγκατάστασης μας.

3.1.2 Μοντελοποίηση Εκτονωτή

i. Εκλογή τύπου Εκτονωτή

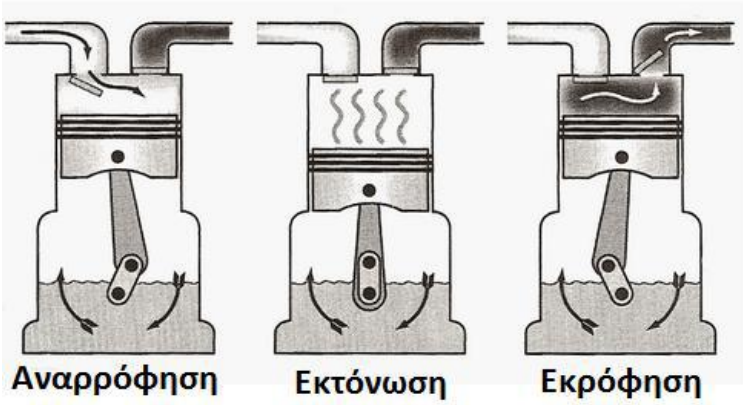
Σε ένα σύστημα ORC η εκτόνωση του οργανικού μέσου μπορεί να πραγματοποιηθεί με δύο βασικές κατηγορίες μηχανών: τις στροβιλομηχανές και τους εκτονωτές θετικής μετατόπισης. Βασική διαφοροποίηση των δύο αυτών κατηγοριών είναι ότι στους εκτονωτές μετατόπισης η συναλλαγή έργου γίνεται μέσω αλλαγών κατάστασης μιας συγκεκριμένης ποσότητας ρευστού, οι οποίες λαμβάνουν χώρα περιοδικά, μέσα σε κλειστούς χώρους της μηχανής, ενώ στις στροβιλομηχανές οι αλλαγές κατάστασης συμβαίνουν συνεχώς κατά μήκος της διαδρομής του ρευστού.

Για συστήματα ORC μικρής κλίμακας (< 100 kWe), όπως και αυτό που μελετάται, οι εκτονωτές θετικής μετατόπισης αποτελούν την πιο ενδεδειγμένη και συνηθέστερη επιλογή. Οι εκτονωτές θετικής μετατόπισης για δεδομένη παροχή όγκου εμφανίζουν ταχύτητα περιστροφής ανάλογη του όγκου σάρωσης τους, που σημαίνει ότι είναι δυνατό να εκλεγεί μηχανή μικρού μεγέθους που να μην απαιτεί τη χρήση μειωτήρα, μειώνοντας έτσι το κόστος και την πολυπλοκότητα της εγκατάστασης. Επίσης έχουν την δυνατότητα λειτουργίας σε μεγάλους λόγους πίεσης για σχετικά μικρές παροχές. Ο λόγος πίεσης ενός τέτοιου εκτονωτή ορίζεται ως το λόγο του όγκου εκτόνωσης προς τον όγκο αναρρόφησης. Επιπλέον όλες οι στροβιλομηχανές επιβάλλουν τον περιορισμό μη σχηματισμού υγρής φάσης στο εσωτερικό τους, εξαιτίας της πιθανής φθοράς των πτερυγώσεων επομένως το γεγονός ότι οι μηχανές θετικής μετατόπισης μπορούν να λειτουργήσουν ακόμα και με ρευστό σε διφασική κατάσταση, τους δίνει ένα κατασκευαστικό πλεονέκτημα. Τέλος, δεδομένου ότι οι περισσότεροι εκτονωτές αυτού του τύπου κατασκευάζονται από την μετατροπή σε αντίστροφη λειτουργία όμοιων συμπιεστών, είναι άμεσα διαθέσιμοι στην αγορά και συνεπώς και αρκετά οικονομικοί [39].

Για αυτούς επομένως τους λόγους δεν θα ασχοληθούμε περαιτέρω στην παρούσα διπλωματική με τις στροβιλομηχανές για την εκλογή του εκτονωτή της εγκατάστασης αλλά θα επικεντρωθούμε προς τους εκτονωτές θετικής μετατόπισης. Οι τρεις βασικές υποκατηγορίες των εκτονωτών θετικής μετατόπισης είναι οι εμβολοφόροι εκτονωτές (piston expanders), οι σπειροειδείς (scroll expanders) και οι ελικοειδείς εκτονωτές (screw expander) [40].

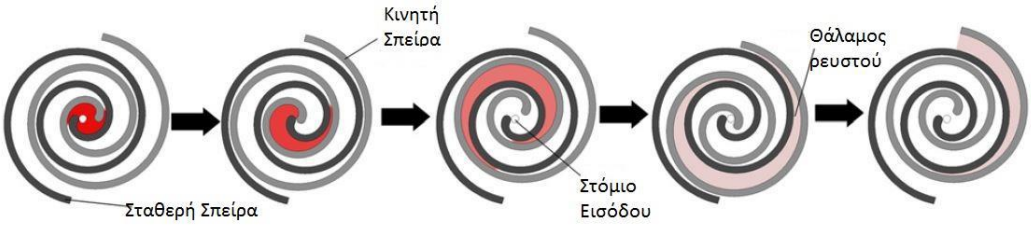
Στους εμβολοφόρους εκτονωτές, ο ίδιος όγκος λειτουργεί διαδοχικά σαν το θάλαμο αναρρόφησης, το θάλαμο εκτόνωσης και το θάλαμο εκρόφησης, ανάλογα με τη θέση των βαλβίδων εισόδου και εξόδου. Σε ένα κύκλο Rankine, οι φάσεις του εμβόλου διακρίνονται σε τρία στάδια, της αναρρόφησης, της εκτόνωσης και της εκρόφησης. Όταν το έμβολο βρίσκεται στο άνω νεκρό σημείο, η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει και αέριο υψηλής θερμοκρασίας εισέρχεται στο θάλαμο. Όταν το έμβολο φτάσει στο σημείο εκτόνωσης η βαλβίδα κλείνει και καθώς το έμβολο συνεχίζει να κινείται προς το κάτω νεκρό σημείο

αρχίζει η εκτόνωση. Στο κάτω νεκρό σημείο ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και το αέριο ωθείται να εξέλθει από το θάλαμο καθώς το έμβολο κινείται προς το άνω νεκρό σημείο. Η διαδικασία αυτή παρουσιάζεται σχηματικά στην εικόνα που ακολουθεί παρακάτω:



Εικ. 3.4 Τα στάδια λειτουργίας ενός εμβολοφόρου εκτονωτή

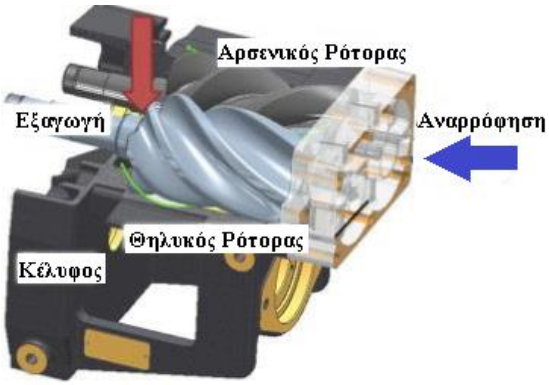
Οι σπειροειδείς εκτονωτές είναι συνήθως ελικοειδείς συμπιεστές που χρησιμοποιούνται ανάστροφα όπως αναφέραμε και νωρίτερα. Όπως και όλες οι μηχανές μετατόπισης έχουν σταθερό λόγο πίεσης, ωστόσο σε αντίθεση με τις άλλες μηχανές του τύπου έχει ιδιαίτερα πολύπλοκη γεωμετρία. Αποτελούνται από 2 σπείρες ,μία σταθερή και μία κινητή οι οποίες είναι έκκεντρα τοποθετημένες μεταξύ τους. Ανάμεσα στις δύο σπείρες είναι παγιδευμένο το εργαζόμενο μέσο σε ένα θάλαμο ,του οποίου ο όγκος μεγαλώνει, όπως περιστρέφεται ο εκτονωτής, με αποτέλεσμα την εκτόνωση του μέσου. Ο λόγος πίεσης της εκτόνωσης καθορίζεται από τον λόγο των όγκων εισαγωγής-εξαγωγής, ή λόγο εκτόνωσης (r_v), ο οποίος αποτελεί και κατασκευαστική παράμετρο του εκτονωτή. Επιτυγχάνουν λόγους πίεσης έως και 11, ενώ ο λόγος της παροχής όγκου εισόδου προς έξοδο μπορεί να πάρει τιμή έως και 4. Έχουν λίγα κινούμενα μέρη και λειτουργούν πολύ ομαλά χωρίς δονήσεις και ηχητική μόλυνση. Δεν διαθέτουν βαλβίδες γεγονός που αυξάνει πολύ το χρόνο ζωής της μηχανής και απαιτεί πολύ λιγότερη συντήρηση. Η λειτουργία τους παρουσιάζεται σχηματικά στην παρακάτω εικόνα.



Εικ. 3.5 Τα στάδια λειτουργίας ενός σπειροειδή εκτονωτή

Τέλος οι ελικοειδείς εκτονωτές αποτελούνται από δύο δρομείς, οι οποίοι έχουν τη μορφή κοχλία. Η γεωμετρία του κάθε δρομέα είναι τέτοια ώστε, όταν και οι δύο περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα περιστροφής το κυρτό σπείρωμα του ενός κοχλία να εισέρχεται στο κοίλο τμήμα του άλλου δρομέα. Καθώς περιστρέφονται οι δύο κοχλίες, το αέριο περνάει από θαλάμους των οποίων ο όγκος αυξάνεται κατά μήκος του κοχλία και έτσι πραγματοποιείται η εκτόνωση. Η άτρακτος εξόδου είναι συνδεδεμένη στον ένα ρότορα ενώ

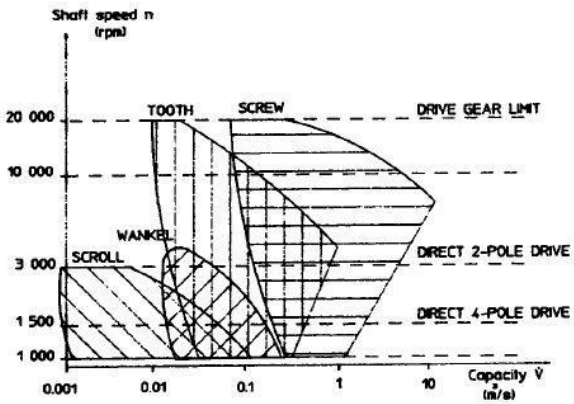
ο άλλος παίρνει κίνηση μέσω ενός γραναζιού από τον πρώτο (η σχέση μμετάδοσης είναι 1:1).



Εικ. 3.6 Τα στάδια λειτουργίας ενός ελικοειδή εκτονωτή

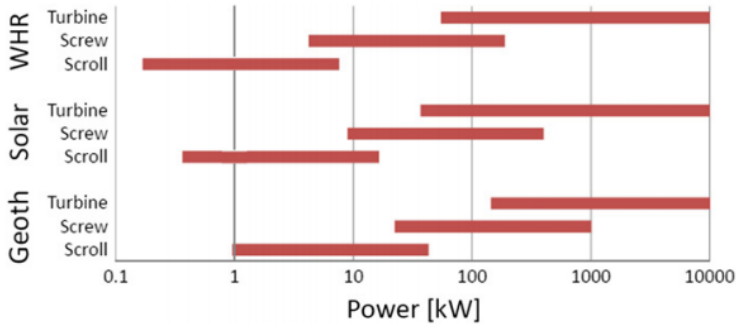
Οι εμβολοφόροι εκτονωτές, αν και παρέχουν μεγάλο εύρος λόγων πίεσης δεν προτιμούνται εξαιτίας του συστήματος βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής, που αυξάνει την πολυπλοκότητα και του μικρότερου βαθμού απόδοσης εξαιτίας των έντονων μεταβολών της θερμοκρασίας, καθώς η εκτόνωση γίνεται σε 2 χρόνους (αναρρόφηση και αποτόνωση).

Η επιλογή μεταξύ του τύπου screw και του τύπου scroll καθορίζεται αποκλειστικά από την κλίμακα ισχύος: Οι εκτονωτές τύπου screw προορίζονται για εφαρμογές μεγαλύτερων παροχών (0,1–5 m^3/s στην έξοδο του εκτονωτή) και συνεπώς μεγαλύτερης ισχύος (>20 kW), με το κατώτατο όριο τους να ορίζεται από την εμφάνιση χαμηλών βαθμών απόδοσης με βάση την ισχύουσα τεχνολογία,[41] όπως εικονίζεται και στο παρακάτω σχήμα. Στην προκειμένη εφαρμογή που μελετάται, η παροχή του εργαζόμενου μέσου αναμένεται να είναι μικρότερη από 0.1 m^3/s και η παραγόμενη ισχύς της τάξης των 2 kW, οπότε και η μόνη ενδεδειγμένη επιλογή είναι ο σπειροειδής εκτονωτής (scroll).



Εικ. 3.7 Όρια αποδοτικής λειτουργίας συναρτήσει της διακινούμενης παροχής όγκου για διάφορους τύπους μηχανών θετικής μετατόπισης[41]

Η επιλογή αυτού του τύπου του εκτονωτή δικαιολογείται και με την βοήθεια της έρευνας που έκανε ο S. Quoilin [42], όπου από διάφορες προσομοιώσεις κύκλων ORC, έγινε εμφανές ότι για εφαρμογές ισχύος μικρότερης των 10kW, ο εκτονωτής τύπου scroll αποτελεί την ιδανική επιλογή, με τους screw και τους στροβίλους να απευθύνονται κατά σειρά σε μεγαλύτερης ισχύος εγκαταστάσεις.



Εικ. 3.8 Εύρη αποδοτικής λειτουργίας διαφόρων εκτονωτών για εφαρμογές ORC. [42]

ii. Μοντελοποίηση Εκτονωτή

Για τον εκτονωτή της εγκατάστασής επιλέχθηκε λόγος εκτόνωσης (r_v) ίσος με 2.45 μία τυπική τιμή για εγκατάσταση μικρής ισχύος. Σε αυτό το σημείο αδιαστατοποιούνται κάποιες μεταβλητές οι οποίες έχουν μείζονα ρόλο στην απόδοση του εκτονωτή. Η αδιαστατοποίηση αυτή γίνεται ώστε τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης να μην εξαρτώνται τόσο από τις αρχικές τιμές των μεταβλητών που τίθενται και οι μεταβολές που υφίστανται τα υπό μελέτη στοιχεία του κύκλου να έχουν πιο ομαλές μεταβολές. Σύμφωνα με τα παραπάνω αδιαστατοποιήθηκαν:

Οι στροφές του εκτονωτή:

$$N^*(RPM) = \frac{N_{exp}(RPM) - 3000}{3000} \tag{3.11}$$

Ο λόγος πίεσης:

$$r_p^* = \frac{r_{p,exp} - 4}{4} \tag{3.12}$$

Η πίεση εισόδου του ρευστού:

$$p^*(bar) = \frac{p_{in,exp}(bar) - 10}{10} \tag{3.13}$$

Ο δε λόγος πίεσης ορίζεται σύμφωνα με την εξίσωση:

$$r_p = \frac{p_{in,exp}}{p_{out,exp}} \tag{3.14}$$

Ιδανικά η διερχόμενη από τον εκτονωτή παροχή μάζας θα πρέπει να ακολουθεί την σχέση:

$$\dot{m}_{th,exp} = \frac{V_{s,exp} N_{exp}}{60 v_{in}} \tag{3.15}$$

όπου v_{in} ο ειδικός όγκος για την κατάσταση εισόδου του εργαζόμενου μέσου στον εκτονωτή, $V_{s,exp}$ ο όγκος σάρωσης αυτού και όλα τα μεγέθη σε SI πλην των στροφών που είναι σε RPM.

Όμως η ύπαρξη διαρροών μεταξύ των δύο σπειρών οδηγεί στην ανάγκη ορισμού μίας επιπλέον παραμέτρου λειτουργία του εκτονωτή, αυτής του παράγοντα πλήρωσης (filling factor) ff. [38]

$$ff = \frac{\dot{m}_{exp}}{\dot{m}_{th,exp}} = 1 + \frac{\dot{m}_{leak,exp}}{\dot{m}_{th,exp}} \tag{3.16}$$

όπου $\dot{m}_{leak,exp}$ είναι οι διαρροές της παροχής στον εκτονωτή και $\dot{m}_{exp}$ η πραγματική παροχή ρευστού στον εκτονωτή.

Ο συνδυασμός των σχέσεων (3.16) και (3.15) οδηγεί στην παρακάτω σχέση για τον παράγοντα πλήρωσης:

$$ff = \frac{\dot{m}_{exp} 60 v_{in}}{V_{s,exp} N_{exp}} \tag{3.17}$$

Ο παράγοντας πλήρωσης όμως σύμφωνα με την εργασία του Declaye[42] συσχετίζεται και με την πίεση εισόδου $p_{in,exp}$ του ρευστού στον εκτονωτή και με την πτώση πίεσης $r_{p,exp}$ του εκτονωτή αλλά και με τις στροφές του σύμφωνα με την εξίσωση:

$$ff = \varphi_n + b_0 \ln\left(\frac{N_{exp}}{3000}\right) + b_1 r_p^* + b_2 p^* \tag{3.18}$$

όπου:

$\varphi_n = 0.7514$ είναι ο παράγοντας πλήρωσης σε πρότυπες συνθήκες

$b_0 = 0.337, b_1 = 0.0239, b_2 = 0.0366$ εμπειρικοί παράμετροι

Αρχικά θεωρούνται γνωστά τόσο η θερμοδυναμική κατάσταση εισόδου του ρευστού, η πίεση εξόδου από τον εκτονωτή $p_{out,exp}$ και η διερχόμενη παροχή $\dot{m}_{exp}$ του εκτονωτή. Η πτώση πίεσης επομένως όπως και ορίσθηκε με την βοήθεια του τύπου (3.14) είναι πολύ εύκολο να υπολογισθεί.

Ό όγκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ δεν εκλέγεται σταθερός για όλες τις δοκιμές που θα πραγματοποιηθούν παρακάτω, αλλά αποτελεί αντικείμενο βελτιστοποίησης για την κάθε ξεχωριστή περίπτωση καθώς είναι άμεσα συνδεδεμένος με το μέγεθος, άρα και το κόστος του εκτονωτή, αλλά και με την απόδοση του εκτονωτή. Οπότε σε κάθε περίπτωση γίνεται μία αρχική εκτίμηση του όγκου σάρωσης και στην συνέχεια, ανάλογα με τα στοιχεία του κύκλου και το εργαζόμενο μέσο, υπολογίζεται ο βέλτιστος όγκος που επιτυγχάνει να επιλύσει τον κύκλο μειώνοντας έτσι το κόστος του εκτονωτή σε ένα πολύ μεγάλο βαθμό και αυξάνοντας αρκετά την απόδοσή του.

Η σχέση (3.17) μπορεί να λυθεί ως προς τις στροφές του εκτονωτή, επομένως ισχύει:

$$N_{exp} = \frac{\dot{m}_{exp} 60 v_{in}}{V_{s,exp} ff} \tag{3.19}$$

Όπως είναι φανερό η παραπάνω σχέση είναι πεπλεγμένη ως προς τις στροφές, αφού όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα με την βοήθεια της εξίσωσης [3.18] ισχύει ότι $ff = ff(N_{exp})$. Τα

υπόλοιπα δεδομένα του τύπου είναι γνωστά, εφόσον έχει υποτεθεί κάποια τιμή για τον όγκο σάρωσης, επομένως για τον καθορισμό των στροφών χρειάζεται η επαναληπτική επίλυση της με χρήση του αλγόριθμου σταθερού σημείου. Η επίλυση ξεκινά μία υπόθεση για την τιμή του συντελεστή πλήρωσης ff έστω:

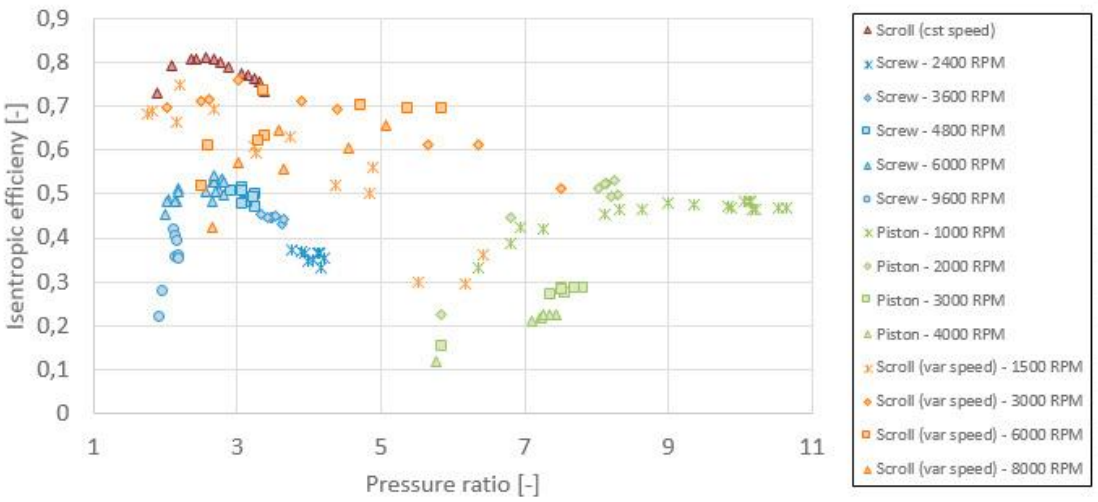
$$ff^0 = 1.1 \tag{3.20}$$

και σε κάθε επανάληψη υπολογίζονται οι στροφές του εκτονωτή από την εξίσωση (3.19) και η νέα τιμή του συντελεστή πλήρωσης από την εξίσωση (3.18). Η υπολογιστική διαδικασία συγκλίνει, δηλαδή όταν:

$$\left|N_{exp}^{(i)} - N_{exp}^{(i+1)}\right| < 10^{-1} \tag{3.21}$$

και οι τελικές τιμές για τον συντελεστή ff και τις στροφές N_{exp}είναι γνωστές.

Κατόπιν υπολογίζεται η ισεντροπική ενθαλπία εξόδου $h_{out,is,exp}$ με την βοήθεια της βιβλιοθήκης CoolProp, αφού είναι γνωστή η θερμοδυναμική κατάσταση στην είσοδο του εκτονωτή και η πίεση εξόδου. Στην συνέχεια για τον υπολογισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή, γίνεται μία προσέγγιση βάσει πειραματικών δεδομένων από τον Dumont et al. [43], ο οποίος συνέδεσε τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης με την πτώση πίεσης που υφίσταται στον εκτονωτή για διάφορα είδη εκτονωτών αλλά και για διαφορετικές ονομαστικές στροφές. Τα αποτελέσματα της έρευνας συνοψίζονται στο παρακάτω διάγραμμα.



Εικ. 3.9 Συσχετισμός ισεντροπικού βαθμού απόδοσης με την πτώση πίεσης για εκτονωτές.

Για την εν λόγω εγκατάσταση έχει ήδη επιλεγεί εκτονωτής τύπου scroll ενώ για απλοποίηση της διαδικασίας επιλέχθησαν ονομαστικές στροφές ίσες με 3000. Επομένως με την βοήθεια της Matlab υλοποιείται μία συνάρτηση παρεμβολής τρίτου βαθμού, η οποία διέρχεται από τα σημεία που αντιστοιχούν στο διάγραμμα και έχει συντελεστή πολλαπλού προσδιορισμού $R^2 = 98.6\%$. Η εξίσωση της συνάρτησης αυτής είναι η παρακάτω:

$$\eta_{is,exp} = 0.005618r_p^3 - 0.08169r_p^2 + 0.3408r_p + 0.2931 \tag{3.22}$$

Επομένως η ενθαλπία εξόδου του ρευστού από τον εκτονωτή προσδιορίζεται εύκολα με την βοήθεια του τύπου:

$$h_{out,exp} = h_{in,exp} - \eta_{is,exp}(h_{in,exp} - h_{out,is,exp}) \quad (3.23)$$

Ο καθορισμός της θερμοδυναμικής κατάστασης εξόδου από τον εκτονωτή είναι πλέον εφικτός με την βοήθεια της βιβλιοθήκης του CoolProp, αφού είναι γνωστές δύο από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου ($h_{out,exp}$, $p_{out,exp}$),

Στην συνέχεια υπολογίζεται το μηχανικό έργο που παράγεται από τον εκτονωτή με την βοήθεια της εξίσωσης:

$$W_{mech,exp} = \dot{m}_{exp}(h_{in,exp} - h_{out,exp}) \quad (3.24)$$

Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα ο όγκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ δεν εκλέγεται σταθερός για όλες τις δοκιμές, αλλά γίνεται μία αρχική εκτίμηση αυτού και στην συνέχεια υπολογίζεται εκ νέου με σκοπό τον υπολογισμό του βέλτιστου όγκου. Για το σκοπό αυτό προγραμματίστηκε κατάλληλο λογισμικό στο περιβάλλον της Matlab, το οποίο λαμβάνει όλες τις μετρήσεις που υπολογίσθηκαν με τον παραπάνω τρόπο και με την βοήθεια της εντολής fminsearch προσεγγίζει τον βέλτιστο όγκο σάρωσης ώστε να ελαχιστοποιείται η απόλυτη τιμή της διαφοράς των ονομαστικών στροφών που υπολογίζονται με την βοήθεια του τύπου (3.19) και των 3000 rpm (ονομαστικές στροφές). Η τελική τιμή του $V_{s,exp}$ όπως αυτή προσδιορίζεται από την παραπάνω συνάρτηση χρησιμοποιείται σε δεύτερο χρόνο για να υπολογισθούν εκ νέου όλα τα στοιχεία του κύκλου όπως προαναφέρθηκαν σε αυτήν την παράγραφο.

Η παραπάνω ανάλυση γίνεται με σκοπό να προσδιοριστεί εν τέλει η παραγόμενη από το σύστημα στροβίλου-γεννήτριας, βασικό δείκτη για την βελτιστοποίηση του εν γένει κύκλου. Η παραγωγή της ηλεκτρικής ισχύος γίνεται με την βοήθεια μίας γεννήτριας που είναι συνδεδεμένη με τον εκτονωτή.

3.1.3 Μοντελοποίηση Γεννήτριας-Κινητήρα

i. Μοντελοποίηση Γεννήτριας

Για την εγκατάσταση, που μελετάται στην παρούσα εργασία, επιλέχθηκε ασύγχρονη γεννήτρια που είναι συνδεδεμένη απευθείας με τον εκτονωτή. Η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από την γεννήτρια εισάγεται στο ηλεκτρικό δίκτυο με την βοήθεια ενός αντιστροφέα τεσσάρων τεταρτημορίων, ο οποίος επιτρέπει επίσης την εναλλαγή των στροφών της γεννήτριας από 0-3600rpm [44].

Η ηλεκτρική απόδοση του αντιστροφέα, $\eta_{el,inv}$, εκφράζεται ως συνάρτηση της περιστροφικής ταχύτητας του εκτονωτή και της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας με την βοήθεια της εξίσωσης [44]:

$$\eta_{el,inv} = a_0 + a_1 ln_N + a_2 ln_N^2 + a_3 ln_N^3 + a_4 ln_W + a_5 ln_W^2 + a_6 ln_W^3 \quad (3.25)$$

Όπου:

$$ln_N = \ln\left(\frac{N_{exp}}{N_{exp,nom}}\right) \quad (3.26)$$

$$ln_W = \ln\left(\frac{P_{el,exp}}{P_{el,nom}}\right) \quad (3.27)$$

όπου: N_{exp} οι στροφές του εκτονωτή

$N_{exp,nom}$ οι ονομαστικές στροφές του εκτονωτή

$P_{el,exp}$ η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ

$P_{el,nom}$ η ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ

a_0.....a_6 σταθερές, οι τιμές των οποίων παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πιν. 3.2 Σταθερές για τον υπολογισμό της ηλεκτρικής απόδοσης του αντιστροφέα

Σταθερά	Τιμή
$\boldsymbol{a_0}$	$9.55726922 \cdot 10^{-1}$
$\boldsymbol{a_1}$	$2.60983262 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{a_2}$	$2.42349302 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{a_3}$	$1.21191602 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{a_4}$	$4.948283748 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{a_5}$	$3.34143316 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{a_6}$	$2.27446360 \cdot 10^{-2}$

Η ηλεκτρομηχανική απόδοση της γεννήτριας, $\eta_{el-mech,gen}$ δίνεται ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή και της ροπής στον άξονά του μ την βοήθεια της εξίσωσης:[44]

$$\eta_{el-mech,gen} = b_0 + b_1 ln_N + b_2 ln_N^2 + b_3 ln_N^3 + b_4 ln_\tau + b_5 ln_\tau^2 + b_6 ln_\tau^3 + b_7 ln_\tau \; ln_N + b_8 ln_\tau^2 ln_N + b_9 ln_N^2 ln_\tau + b_{10} ln_\tau^2 ln_N^2 \quad (3.28)$$

Όπου:

$$ln_\tau = \ln\left(\frac{\tau}{\tau_{nom}}\right) \quad (3.29)$$

$$\tau = \frac{P_{el,exp}}{\frac{2\pi N_{exp}}{60}} \quad (3.30)$$

$$\tau_{nom} = \frac{P_{el,nom}}{\frac{2\pi N_{exp,nom}}{60}} \quad (3.31)$$

όπου:

τ την ροπή στον άξονα του εκτονωτή

τ_{nom} την ονομαστική ροπή

b_0.....b_6 σταθερές που παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Πιν. 3.3 Σταθερές για τον υπολογισμό της ηλεκτρικομηχανικής απόδοσης της γεννήτριας

Σταθερά	Τιμή
$\boldsymbol{b_0}$	$8.93747915 \cdot 10^{-1}$
$\boldsymbol{b_1}$	$3.23048796 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{b_2}$	$-1.91761519 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{b_3}$	$1.52204756 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{b_4}$	$7.32867448 \cdot 10^{-3}$
$\boldsymbol{b_5}$	$-3.17061820 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{b_6}$	$2.16415080 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{b_7}$	$1.63125253 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{b_8}$	$4.37556935 \cdot 10^{-3}$
$\boldsymbol{b_9}$	$-4.11952262 \cdot 10^{-2}$
$\boldsymbol{b_{10}}$	$-1.62681324 \cdot 10^{-2}$

Επομένως η συνολική απόδοση του συστήματος μετατροπής της μηχανικής ενέργειας του εκτονωτή σε ηλεκτρική η_{el}, υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση:

$$\eta_{el} = \eta_{el-mech,gen}\eta_{el,inv} \tag{3.32}$$

Τελικά η παραγόμενη από το σύστημά ηλεκτρική ισχύς ισούται με:

$$P_{el,gen} = \eta_{el}W_{mech,exp} \tag{3.33}$$

ii. Μοντελοποίηση Κινητήρα

Ο ασύγχρονος κινητήρας που είναι συνδεδεμένος με την αντλία της εγκατάστασης δεχόμαστε ότι ακολουθεί ακριβώς το ίδιο μοντέλο με την γεννήτρια που παρουσιάσθηκε παραπάνω, με την μόνη διαφορά ότι λειτουργεί αντίστροφα. Δέχεται δηλαδή σαν είσοδο ηλεκτρική ισχύ την οποία και μετατρέπει σε μηχανικό έργο.

Υπάρχει, συνεπώς, ξανά ένας αντιστροφέας που οδηγεί την ηλεκτρική ισχύ από το δίκτυο στον κινητήρα. Η ηλεκτρική απόδοσή του εκφράζεται από την ίδια εξίσωση με πριν [3.25]:

Όμως τώρα ισχύει:

$$ln_N = \ln\left(\frac{N_{pump}}{N_{pump,nom}}\right) \tag{3.34}$$

$$ln_W = \ln\left(\frac{W_{mech,pump}}{W_{mech,nom}}\right) \tag{3.35}$$

όπου:

- N_{pump} τις στροφές της αντλίας
- $N_{pump,nom}$ τις ονομαστικές στροφές της αντλίας
- $W_{mech,pump}$ την παραγόμενη μηχανική ισχύς
- $W_{mech,nom}$ την ονομαστική παραγόμενη μηχανική ισχύς
- a_0…..a_6 σταθερές ίδιες με τον Πιν.3.2

Η ηλεκτρομηχανική απόδοση του κινητήρα, $\eta_{el-mech,motor}$ είναι δίνεται με τον ίδιο τύπο με την απόδοση της γεννήτριας [3.28]:

Όμως τώρα ισχύει:

$$ln_{\tau} = \ln\left(\frac{\tau}{\tau_{nom}}\right) \quad (3.36)$$

$$\tau = \frac{W_{mech,pump}}{\frac{2\pi N_{pump}}{60}} \quad (3.37)$$

$$\tau_{nom} = \frac{W_{mech,nom}}{\frac{2\pi N_{pump,nom}}{60}} \quad (3.38)$$

όπου:

- τ την ροπή στον άξονα του εκτονωτή
- τ_{nom} την ονομαστική ροπή
- b_0.....b_6 σταθερές που λαμβάνονται από τον Πιν.3.3

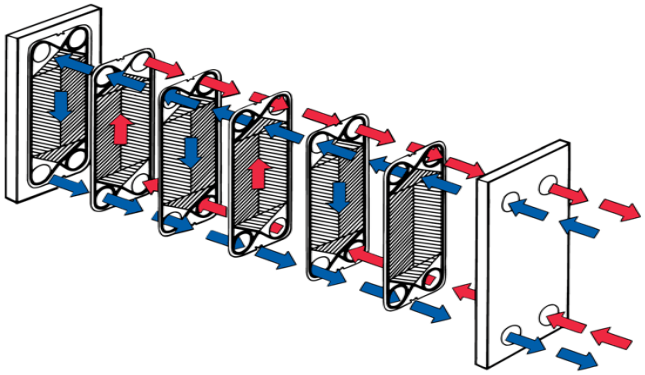
3.1.4 Μοντελοποίηση Εναλλακτών Θερμότητας

Η ατμοποίηση και η συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου στον κύκλο που μελετάται, γίνεται μέσω των αντίστοιχων εναλλακτών θερμότητας. Εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή η οποία διαρρέεται από δύο ρευστά διαφορετικής θερμοκρασίας και διευκολύνει τη μεταφορά θερμότητας από το θερμότερο ρευστό προς το ψυχρότερο, με ή χωρίς ανάμειξη των ρευστών [45]. Στις περισσότερες εφαρμογές εναλλακτών τα ρευστά δεν έρχονται σε άμεση επαφή μεταξύ τους αλλά διαχωρίζονται από μία επιφάνεια (π.χ. τοίχωμα σωλήνα). Ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής, οι εναλλάκτες διαχωρίζονται σε τρεις βασικές κατηγορίες: τους εναλλάκτες ομορροής (co-current heat exchangers) , τους εναλλάκτες αντιρροής (counter-current heat exchangers) και τους εναλλάκτες σταυρορροής (cross-flow heat exchangers). Άλλοι τρόποι κατηγοριοποίησης των εναλλακτών είναι ο αριθμός των διαδρομών των ρευμάτων εντός του εναλλάκτη, η λειτουργία του εναλλάκτη, ο τρόπος κατασκευής και η γεωμετρία του κλπ.

Μία πολύ διαδεδομένη κατηγορία εναλλακτών και η πιο συχνά εμφανιζόμενη σε εφαρμογές υψηλών πιέσεων, είναι οι εναλλάκτες κελύφους-αυλών (shell and tube heat exchangers), οι οποίοι αποτελούνται από αυλούς κυλινδρικής διατομής ενσωματωμένους σε κυλινδρικό κέλυφος με τους άξονες του κελύφους και των αυλών να είναι παράλληλοι μεταξύ τους. Το ένα ρευστό διέρχεται δια μέσου των αυλών και το άλλο ρέει εξωτερικά από αυτούς, μέσω του κελύφους επιτυγχάνοντας έτσι την μεταφορά θερμότητας. Θεωρούνται οι πιο πολύπλευροι από όλους τους εναλλάκτες και μπορούν να χρησιμοποιηθούν για όλες σχεδόν τις εφαρμογές από συνθήκες κενού έως υψηλές πιέσεις άνω των 100 MPa και από χαμηλές θερμοκρασίες έως και θερμοκρασίες της τάξης των 1100 °C [46].

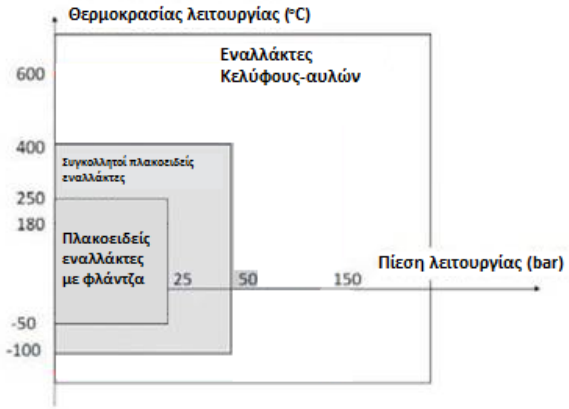
Μία ακόμα διαδεδομένη κατηγορία εναλλακτών είναι οι πλακοειδείς εναλλάκτες (plate heat exchangers). Οι πλακοειδείς εναλλάκτες αποτελούνται από μία σειρά πολύ λεπτών πλακών που τοποθετούνται η μία μετά την άλλη και ενώνονται μεταξύ τους είτε με σύσφιξη και την παρεμβολή ελαστικών περεμβυσμάτων μεταξύ των πλακών για στεγάνωση (gasketed plate heat exchangers), είτε με συγκόλληση του περιβλήματός(brazed heat exchangers). Στις πλάκες είναι σχηματισμένες αυλακώσεις που ακολουθούν κάποια

συγκεκριμένη διάταξη (π.χ. V ή «ψαροκόκκαλο»). Τα ρευστά διέρχονται μέσα από κανάλια που σχηματίζονται με την τοποθέτηση δύο διαδοχικών πλακών κατοπτρικά, εξαιτίας των αυλακώσεων που υπάρχουν σε κάθε πλευρά. Έτσι η μία πλευρά κάθε πλάκας διαρρέεται από το ένα ρευστό και η δεύτερη από το άλλο κατ' αντιρροή, όπως φαίνεται και στην παρακάτω εικόνα. Τα ρευστά εισέρχονται στα κανάλια μέσω οπών που βρίσκονται στις γωνίες της κάθε πλάκας, οι οποίες συνδέονται με κοινούς αγωγούς ή συλλέκτες (collectors) για κάθε ένα από τα τέσσερα ρεύματα (εισαγωγή και επιστροφή). Το αποτέλεσμα είναι η επίτευξη αφενός μεγάλης επιφάνειας συναλλαγής και αφετέρου μικρής θερμικής αντίστασης εξαιτίας του μικρού πάχους των πλακών και των έντονων μεταβολών στην κατεύθυνση της ροής μέσα σε κάθε κανάλι, που ενισχύουν την μεταφορά θερμότητας με συναγωγή [38].



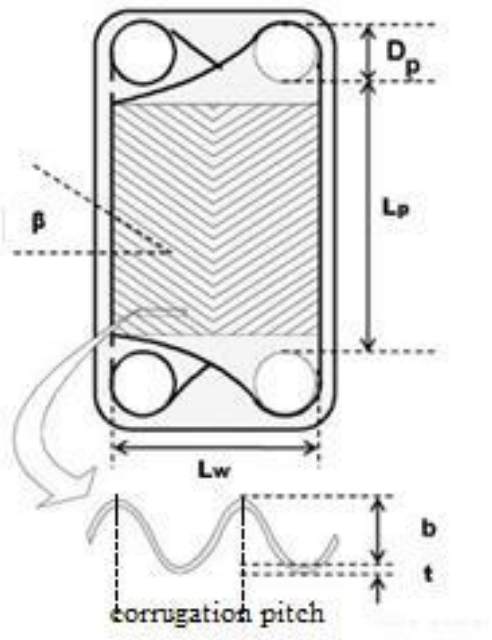
Εικ. 3.10 Λειτουργία πλακοειδή εναλλάκτη

Αυτού του τύπου οι ενναλάκτες δύνανται να λειτουργούν σε μικρότερες πιέσεις από τους εναλλάκτες κελύφους-αυλών, όπως παρουσιάζεται ενδεικτικά στο διάγραμμα που ακολουθεί με το εύρος πιέσεων λειτουργίας των δύο ειδών εναλλακτών. Από την άλλη πλευρά, το μεγάλο πλεονέκτημα των πλακοειδών εναλλακτών είναι ότι έχουν αισθητά μεγαλύτερο συντελεστή μεταφορά θερμότητας από τους εναλλάκτες κελύφους-αυλών, με αποτέλεσμα να απαιτούν πολύ μικρότερο όγκο για να επιτύχουν την ίδια μεταφορά θερμότητας σε αντίθεση με τους σχετικά ογκώδεις εναλλάκτες κελύφους-αυλών. Επιπλέον έχουν τυποποιημένη κατασκευή και είναι αρκετά οικονομικότεροι για μικρότερες κλίμακες, όπως αυτοί που δύνανται να χρησιμοποιηθούν στην υπό μελέτη κλίμακα.



Εικ. 3.11 Εύρος λειτουργίας διαφόρων τύπων εναλλακτών.

Σύμφωνα με τα παραπάνω και επειδή οι πιέσεις που θα επικρατούν στον κύκλο που θα μελετηθεί θα είναι χαμηλές, επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθούν πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας και συγκεκριμένα της εταιρίας Alfa laval για τη διαδικασία της διαστασιολόγησης.



Εικ. 3.12 Βασικές διαστάσεις μίας πλάκας του εναλλάκτη

Για τον ατμοποιητή παρουσιάζονται παρακάτω οι εναλλάκτες οι οποίοι θα μελετηθούν και κάποια από τα βασικά τους χαρακτηριστικά:

Πιν. 3.4 Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας AC30EQ

Alfa Laval AC30EQ	
Διάμετρος οπών D_p(m)	0.02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p(m)	0.269
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w(m)	0.095
Ελάχιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	4
Μέγιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	120
Μέγιστη ροή ρευστού (m^3/h)	8.8

Περισσότερες πληροφορίες μπορούν να βρεθούν στο τεχνικό εγχειρίδιο της εταιρίας [47].

Πιν. 3.5. Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας AC70X

Alfa Laval AC70X	
Διάμετρος οπών D_p(m)	0.02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p(m)	0.466
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w(m)	0.111
Ελάχιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	4
Μέγιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	124
Μέγιστη ροή ρευστού (m^3/h)	14

Περισσότερες πληροφορίες μπορούν να βρεθούν στο τεχνικό εγχειρίδιο της εταιρίας [48].

Πιν. 3.6. Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας AC112

Alfa Laval AC112	
Διάμετρος οπών D_p(m)	0.02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p(m)	0.519
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w(m)	0.191
Ελάχιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	10
Μέγιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	300
Μέγιστη ροή ρευστού(m^3/h)	51

Περισσότερες πληροφορίες μπορούν να βρεθούν στο τεχνικό εγχειρίδιο της εταιρίας [49].

Πιν. 3.7. Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας CB200

Alfa Laval CB200	
Διάμετρος οπών D_p(m)	0.02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p(m)	0.624
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w(m)	0.324
Ελάχιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	10
Μέγιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	230
Μέγιστη ροή ρευστού(m^3/h)	128

Περισσότερες πληροφορίες μπορούν να βρεθούν στο τεχνικό εγχειρίδιο της εταιρίας[50].

Από τα παραπάνω μοντέλα τα μοντέλα AC30EQ, AC70X,AC112, είναι εναλλάκτες που χρησιμοποιούνται συχνά για εφαρμογές μικρής κλίμακας σαν αυτήν που μελετάται, είναι εύκολα εγκαταστάσιμοι και οικονομικοί, ενώ ο εναλλάκτης CB200 είναι πιο ογκώδης, μελετάται όμως σαν σενάριο ασφαλείας σε περίπτωση που απαιτείται μεγάλο πόσο συναλλαγής θερμότητας και άρα μεγαλύτερη επιφάνεια και μεγαλύτερη παροχή.

Η επιλογή του βέλτιστου εναλλάκτη ατμοποίησης για την εγκατάσταση ανάλογα με την διακινούμενη παροχή, το εργαζόμενο μέσο, το επιθυμητό ποσό μεταφοράς θερμότητας και άλλων εξωγενών παραγόντων έγινε με την βοήθεια λογισμικού που αναπτύχθηκε από το εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου [27]. Τα απαραίτητα δεδομένα που απαιτούνταν για την εκλογή του κατάλληλου εναλλάκτη είναι:

- Το εργαζόμενο οργανικό μέσο (το οποίο θεωρείται και το ψυχρό ρευστό) που διαρρέει τον εναλλάκτη
- Την θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού (στην προκειμένη περίπτωση νερού) στον εναλλάκτη
- Την πίεση του θερμού ρευστού στην είσοδο του εναλλάκτη
- Την πίεση του ψυχρού ρευστού, του εργαζόμενου οργανικού μέσου δηλαδή, στον εναλλάκτη.
- Την θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού στον εναλλάκτη
- Την επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού από τον εναλλάκτη
- Την παροχή μάζας του θερμού ρευστού
- Τέλος την παροχή μάζας του ψυχρού ρευστού

Τα δεδομένα που λαμβάνονται σαν έξοδος από τον κώδικα είναι τα παρακάτω:

- Ο αύξων αριθμός k από το 1 έως τα 4 που μας υποδηλώνει ποιος είναι ο καταλληλότερος εναλλάκτης για την συγκεκριμένη εφαρμογή.
- Ο αριθμός των πλακών N_t που απαιτείται για την μετάδοση της απαραίτητης θερμότητας.
- Η απαιτούμενη συνολική επιφάνεια των πλακών A_{evap} για την συγκεκριμένη εφαρμογή.
- Οι συνολικές απώλειες πίεσης τόσο στο θερμό ρευστό Dp_h όσο και στο ψυχρό ρευστό Dp_c

Για την συμπύκνωση, οι εναλλάκτες οι οποίοι θα μελετηθούν θα είναι τα ίδια μοντέλα με την ατμοποίηση καθώς οι θερμικές απαιτήσεις είναι της ίδια τάξης μεγέθους. Θα μελετηθεί μόνο ένας ακόμα εναλλάκτης που τα χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται παρακάτω.

Πιν. 3.8. Στοιχεία εναλλάκτη θερμότητας CB30

Alfa Laval CB30	
Διάμετρος οπών D_p(m)	0.02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p(m)	0.250
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w(m)	0.113
Ελάχιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	4
Μέγιστο αριθμό πλακών εναλλάκτη	120
Μέγιστη ροή ρευστού(m^3/h)	14

Περισσότερες πληροφορίες μπορούν να βρεθούν στο τεχνικό εγχειρίδιο της εταιρίας [51].

Η επιλογή του κατάλληλου εναλλάκτη έγινε πάλι με την βοήθεια λογισμικού που είχε ήδη αναπτυχθεί στον εργαστήριο. Τα απαραίτητα δεδομένα που απαιτούνταν για την εκλογή του κατάλληλου εναλλάκτη είναι:

- Το εργαζόμενο οργανικό μέσο που διαρρέει τον εναλλάκτη
- Την ενθαλπία εισόδου του θερμού ρευστού (στην προκειμένη περίπτωση θερμό ρευστό θεωρείται το οργανικό μέσο) στον εναλλάκτη
- Την πίεση του θερμού ρευστού στην είσοδο του εναλλάκτη
- Την θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού (στην συγκεκριμένη περίπτωση νερού) στον εναλλάκτη
- Την επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του θερμού οργανικού ρευστού από τον εναλλάκτη
- Την παροχή μάζας του θερμού ρευστού
- Τέλος την παροχή μάζας του ψυχρού ρευστού

Τα δεδομένα που λαμβάνονται στην έξοδο από τον κώδικα είναι τα παρακάτω:

- Ο αύξων αριθμός k από το 1 έως τα 4 που μας υποδηλώνει ποιος είναι ο καταλληλότερος εναλλάκτης για την συγκεκριμένη εφαρμογή.
- Ο αριθμός των πλακών N_t που απαιτείται για την μετάδοση της απαραίτητης θερμότητας για την συμπύκνωση.

- Το θερμικό φορτίο συμπύκνωσης στην συγκεκριμένη εφαρμογή.
- Η απαιτούμενη συνολική επιφάνεια των πλακών A_{evap} για την συγκεκριμένη εφαρμογή.
- Οι συνολικές απώλειες πίεσης τόσο στο θερμό ρευστό Dp_h όσο και στο ψυχρό ρευστό Dp_c

3.2. Μοντελοποίηση θερμοδυναμικού κύκλου

Έχοντας καταστρώσει τα μοντέλα για τις τέσσερις βασικές συνιστώσες (ατμοποιητής, εκτονωτής, συμπυκνωτής, αντλία) που απαρτίζουν την εγκατάσταση, είναι εφικτή η μοντελοποίηση ολόκληρου του κύκλου. Η διαδικασία υπολογισμού προϋποθέτει τον ορισμό ορισμένων παραμέτρων που αποτελούν τις εισόδους του κύκλου. Οι παράμετροι αυτές είναι:

- Το εργαζόμενο οργανικό μέσο, $Fluid_{orc}$, που διαρρέει την εγκατάστασή μας.
- Η θερμοκρασία ατμοποίησης, T_{evap},του εργαζόμενου μέσου.
- Η θερμοκρασία συμπύκνωσης, T_{cond}, του εργαζόμενου μέσου .
- Η θερμοκρασία υπερθέρμανσης, DT_{sup}, στον ατμοποιητή και την θερμοκρασία υπόψυξης, DT_{sub}, στον συμπυκνωτή.
- Η ενέργεια, Q_{evap}, που απαιτείται να προσδώσει στο οργανικό μέσο στο κύκλωμα ORC ο ατμοποιητής.
- Η πίεση, P_{hi}, και την θερμοκρασία, T_{hi}, που επικρατεί στο κύκλωμα του ζεστού νερού των ηλιακών συλλεκτών.
- Η παροχή, $\dot{m}_h$, του ζεστού νερού των ηλιακών συλλεκτών προς το κύκλωμα ORC.
- Η πίεση, P_{ci}, και την θερμοκρασία, T_{ci}, που επικρατεί στο κύκλωμα του ψυχρού νερού που χρησιμοποιείται για την συμπύκνωση του οργανικού μέσου.
- Η παροχή, $\dot{m}_c$, του ψυχρού νερού από το δίκτυο προς τον συμπυκνωτή της εγκατάστασης.

Με δεδομένα όλα τα παραπάνω είναι δυνατόν να επιλυθεί ο θερμοδυναμικός κύκλος της εγκατάστασης. Για την επίλυση χρησιμοποιείται κώδικας που προγραμματίστηκε στο περιβάλλον της Matlab και με την βοήθεια του οποίου υπολογίζονται όλα τα θερμοδυναμικά και τεχνικά μεγέθη του κύκλου. Η επίλυση ξεκινά με την υπόθεση μιας αρχικής τιμής για την παροχή του οργανικού μέσου m_{orc} στο υπό μελέτη σύστημα. Στην συνέχεια γνωρίζοντας τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης, και με την παραδοχή ότι ύστερα από το πέρας του εργαζόμενου μέσου από τον ατμοποιητή και το συμπυκνωτή, αντίστοιχα, αυτό δεν είναι σε διφασική κατάσταση, υπολογίζονται με την βοήθεια του προγράμματος CoolProp η πίεση ατμοποίησης, P_{evap}, και συμπύκνωσης, P_{cond}, αντίστοιχα. Στο σημείο αυτό πρέπει να τονιστεί ότι η πτώση πίεσης του οργανικού μέσου στους εναλλάκτες, παρότι υπολογίζεται, θεωρήθηκε αμελητέα και το ίδιο έγινε και για τις σωληνώσεις του κύκλου. Το συμπέρασμα είναι πως πλέον ο κύκλος χωρίζεται σε δύο περιοχές, αυτήν την υψηλής πίεσης P_{evap} και αυτήν της χαμηλής πίεσης P_{cond}. Με δεδομένες τις πιέσεις υπολογίζεται ο λόγος της πτώσης πίεσης στο κύκλωμα σύμφωνα με τον τύπο:

$$p_r = \frac{P_{evap}}{P_{cond}} \tag{3.39}$$

Απαραίτητη προϋπόθεση για την επίλυση του συστήματος είναι ο λόγος πίεσης να είναι μεταξύ των τιμών 2.1 και 7, τυπικών τιμών για έναν συμπιεστή τύπου Scroll. Αυτές είναι οι τιμές που προτείνουν οι κατασκευαστές για την εύρυθμη λειτουργία του συστήματος. Αν ο λόγος πίεσης είναι εκτός των ορίων αυτών τότε το σύστημα με τις παραμέτρους που του τέθηκαν επιστρέφει μηδενικά αποτελέσματα και αναγκάζει το χρήστη να αναπροσαρμόσει τις αρχικές συνθήκες.

Στην συνέχεια μπορούν να υπολογιστούν οι θερμοκρασίες εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον ατμοποιητή (ύστερα από την υπερθέρμανση) σύμφωνα με τον τύπο:

$$T_{out,evap} = T_{evap} + DT_{sup} \tag{3.40}$$

και από τον συμπυκνωτή (ύστερα από την υπόψυξη) σύμφωνα με τον τύπο:

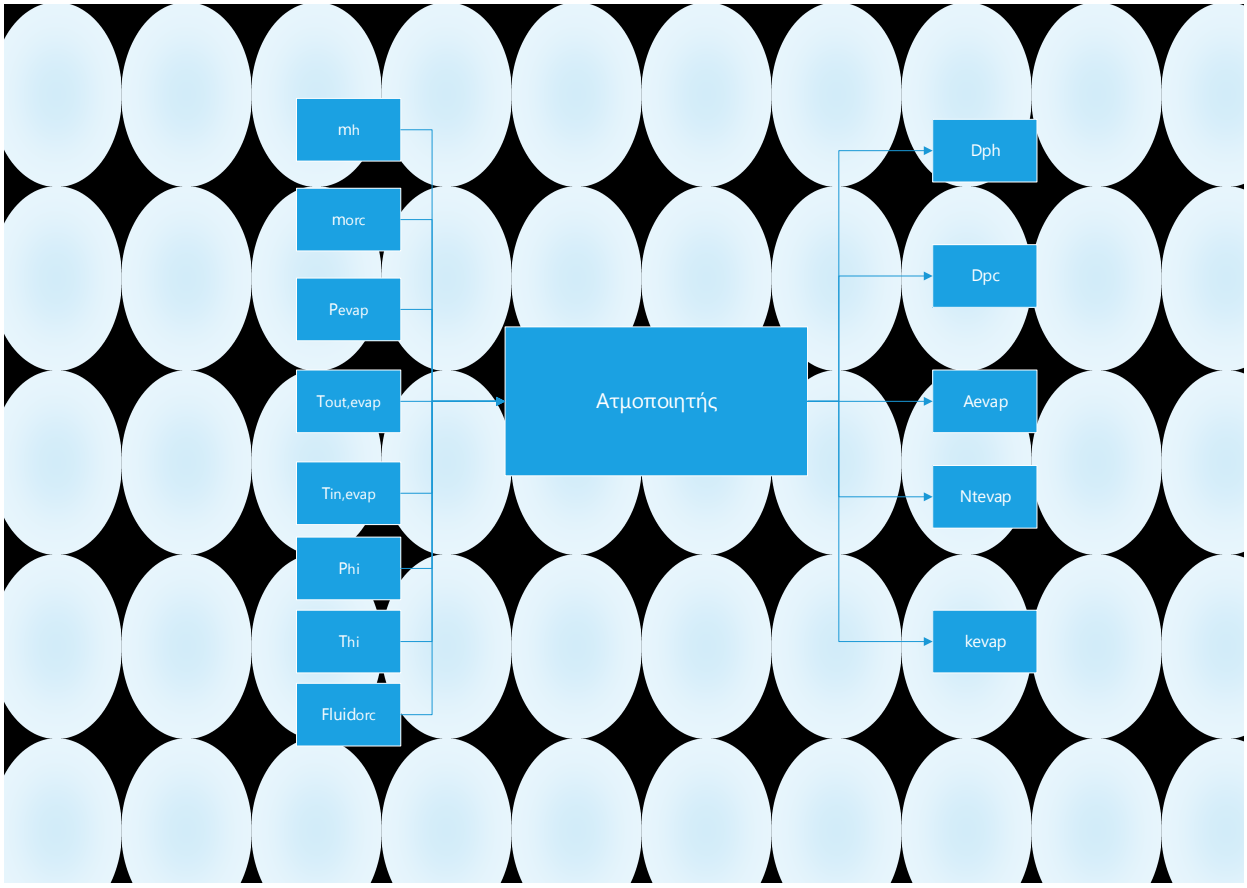
$$T_{out,cond} = T_{cond} - DT_{sub} \tag{3.41}$$

Γνωρίζοντας την πίεση που επικρατεί στον ατμοποιητή αλλά και την θερμοκρασία εξόδου μπορούν να υπολογιστούν όλα τα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο του ατμοποιητή. Στο σημείο αυτό μπορεί να υπολογιστεί η ενθαλπία εισόδου στον ατμοποιητή με την βοήθεια της εξίσωσης:

$$h_{in,evap} = h_{out,evap} - \frac{Q_{evap}}{\dot{m}_{orc}} \tag{3.42}$$

Με δεδομένη επομένως την ενθαλπία εισόδου και την πίεση του ατμοποιητή υπολογίζεται η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου στον ατμοποιητή $T_{evap,i}$.

Στο σημείο αυτό καλείται κώδικας που μοντελοποιεί τον ατμοποιητή όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο δεδομένου ότι έχουν προσδιοριστεί όλα τα ορίσματα που απαιτούνται για την επίλυση του ατμοποιητή. Στο τέλος των υπολογισμών προκύπτουν ως αποτελέσματα ο αριθμός, k_{evap}, που υποδεικνύει ποιο μοντέλο ατμοποιητή επιλέχθηκε, ο αριθμός των πλακών, Nt_{evap}, του ατμοποιητή, η συνολική απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, A_{evap}, και οι πτώσεις πίεσης τόσο στο ψυχρό ρεύμα όσο και στο θερμό, Dp_cκαι Dp_h αντίστοιχα.



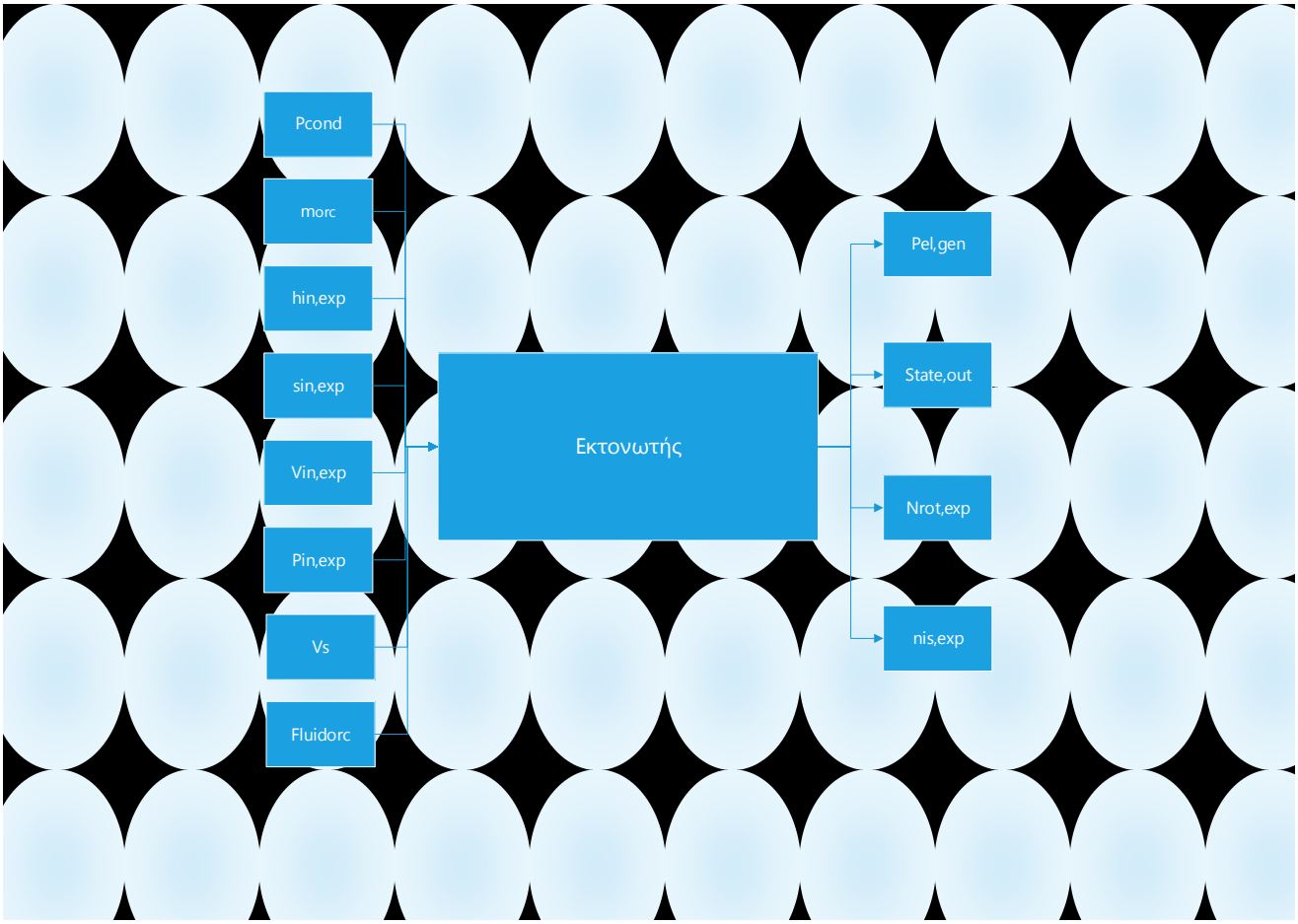
Εικ. 3.13 Διάγραμμα ροής ατμοποιητή

Θεωρώντας ότι οι απώλειες θερμότητας αλλά και πίεσης στις σωληνώσεις είναι αμελλητέες, η θερμοδυναμική κατάσταση που επικρατούσε στην έξοδο του ατμοποιητή είναι ίδια με την θερμοδυναμική κατάσταση στην είσοδο του εκτονωτή. Ισχύει λοιπόν ότι:

$$T_{out,evap} = T_{in,exp} \tag{3.43}$$

$$P_{evap} = P_{in,exp} \tag{3.44}$$

Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην είσοδο του εκτονωτή είναι δυνατόν να υπολογιστούν εφόσον είναι γνωστά τα παραπάνω. Υποτίθεται λοιπόν μια αρχική τιμή όγκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$, και έχοντας γνωστά όλα τα ορίσματα που απαιτούνται για την επίλυση του εκτονωτή καλείται ο κατάλληλος κώδικας που τον μοντελοποιεί. Στο τέλος των υπολογισμών προκύπτουν ως αποτελέσματα ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή, $n_{is,exp}$, οι στροφές που θα πρέπει να έχει ο εκτονωτής για τις δεδομένες συνθήκες εισόδου, $N_{rot,exp}$, η θερμοδυναμική κατάσταση εξόδου του, και η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από την γεννήτρια που είναι συνδεδεμένη με τον εκτονωτή, $P_{el,gen}$.

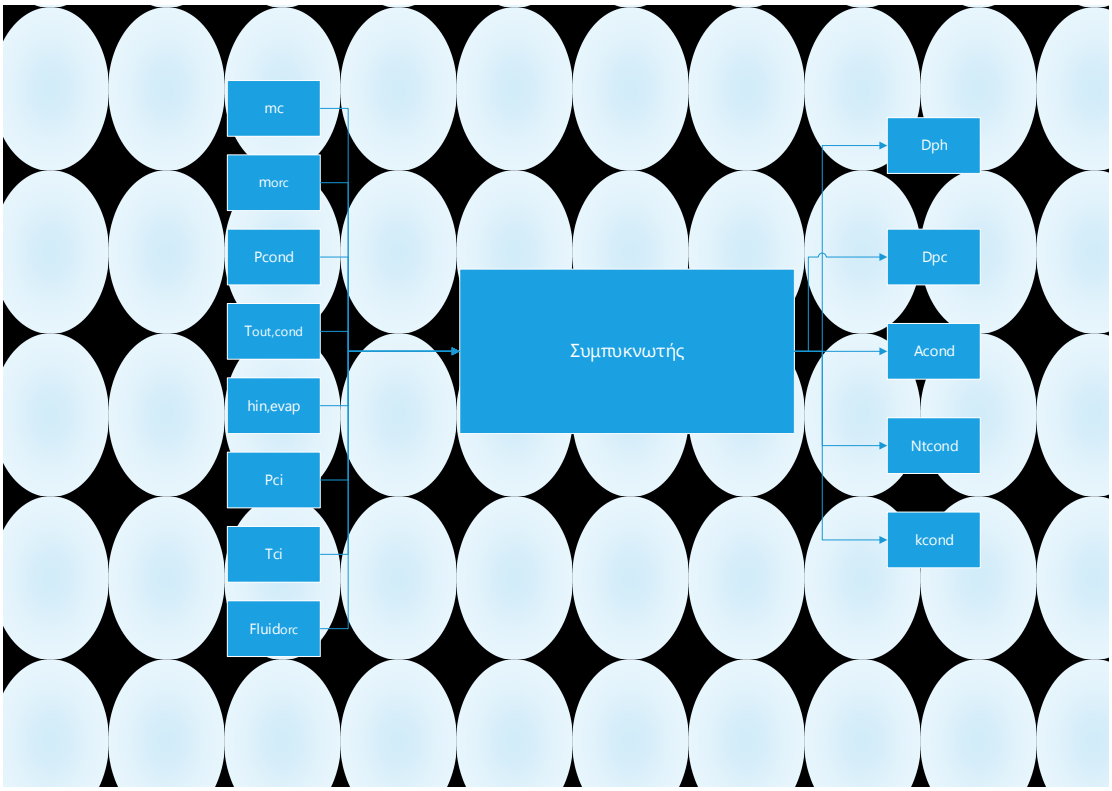


Εικ. 3.14 Διάγραμμα ροής εκτονωτή

Ξανά με την παραδοχή ότι οι απώλειες θερμότητας αλλά και πίεσης στις σωληνώσεις είναι αμελητέες, η θερμοδυναμική κατάσταση που επικρατούσε στην έξοδο του εκτονωτή λαμβάνεται ίδια με την θερμοδυναμική κατάσταση στην είσοδο του συμπυκνωτή. Ισχύει λοιπόν:

$$h_{out,exp} = h_{in,cond} \qquad (3.45)$$

Επομένως καλείται ο κατάλληλος κώδικας, όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, αφού έχουμε όλα τα απαραίτητα ορίσματα για να τον επιλύσουμε. Στο τέλος των υπολογισμών προκύπτουν ως αποτελέσματα ο αριθμός, k_{cond}, που υποδεικνύει ποιο μοντέλο συμπυκνωτή επιλέχθηκε, τον αριθμό των πλακών, Nt_{cond}, του ατμοποιητή, το θερμικό φορτίο συμπύκνωσης, Q_{cond}, την συνολική απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, A_{cond}, και τις πτώσεις πίεσης τόσο στο ψυχρό ρεύμα όσο και στο θερμό, Dp_cκαι Dp_h αντίστοιχα.



Εικ. 3.15 Διάγραμμα ροής συμπυκνωτή

Μεταξύ των άλλων σαν έξοδος λαμβάνεται το ψυκτικό φορτίο του συμπυκνωτή, Q_{cond}, και επομένως είναι δυνατόν να υπολογιστεί η ενθαλπία εξόδου του ψυκτικού νερού από τον συμπυκνωτή, με την βοήθεια της εξίσωσης:

$$h_{co} = h_{ci} + \frac{Q_{cond}}{\dot{m}_c} \tag{3.46}$$

Γνωρίζοντας επομένως την ενθαλπία εξόδου του ψυκτικού νερού και την πίεση του, αφού αμελούνται οι απώλειες πίεσης, η θερμοδυναμική κατάσταση του νερού στην έξοδο του συμπυκνωτή μπορεί να υπολογιστεί.

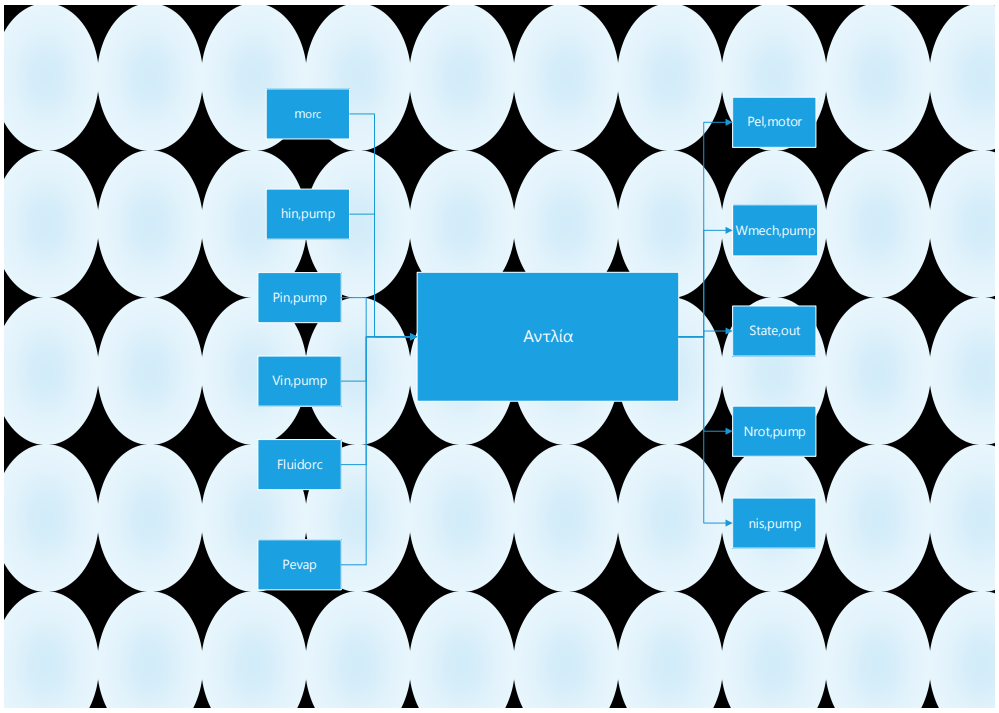
Τέλος εφόσον αμελούνται οι απώλειες η θερμοδυναμική κατάσταση εξόδου του συμπυκνωτή ισούται με την θερμοδυναμική κατάσταση εισόδου του ατμοποιητή. Ισχύει επομένως:

$$T_{out,cond} = T_{in,pump} \tag{3.47}$$

$$P_{cond} = P_{in,pump} \tag{3.48}$$

Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην είσοδο της αντλίας είναι δυνατόν να υπολογιστούν εφόσον έχουμε γνωστά τα παραπάνω. Επομένως καλείται ο κατάλληλος κώδικας, όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, και επιλύεται η αντλία. Στο τέλος των υπολογισμών προκύπτουν ως αποτελέσματα ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας, $n_{is,pump}$, οι στροφές που θα πρέπει να έχει η αντλία για τις δεδομένες συνθήκες εισόδου, $N_{rot,pump}$, η θερμοδυναμική κατάσταση εξόδου της, η καταναλισκόμενη

ηλεκτρική ενέργεια από τον κινητήρα που είναι συνδεδεμένος με την αντλία, $P_{el,motor}$, και το μηχανικό έργο που καταναλώνεται στον άξονα της αντλίας, $W_{mech,pump}$.



Εικ. 3.16 Διάγραμμα ροής αντλίας

Όπως αναφέρθηκε και στην αρχή για να ξεκινήσουν οι υπολογισμοί μέσα στον θερμοδυναμικό κύκλο, γίνεται η υπόθεση πρώτα μία αρχικής τιμής για την παροχή μάζας του οργανικού μέσου, m_{orc} , στο υπό μελέτη σύστημα. Στην συνέχεια επιλύεται ο θερμοδυναμικός κύκλος όπως αναφέρθηκε νωρίτερα και, μεταξύ των άλλων, προκύπτουν τελικά οι τιμές ενθαλπίας για το οργανικό μέσο στην είσοδο του ατμοποιητή και στην έξοδο της αντλίας, $h_{in,evap}$ και $h_{out,pump}$. Με την παραδοχή ότι οι απώλειες θερμότητας αλλά και πίεσης είναι αμελητέες, οι δύο τιμές των ενθαλπιών θα έπρεπε να ισούνται. Κάτι τέτοιο, υπολογιστικά είναι δύσκολο να υλοποιηθεί οπότε δημιουργήθηκε ένας επαναληπτικός κώδικας, ο οποίος μεταβάλλει κατάλληλα την τιμή της παροχής μάζας του οργανικού μέσου ώστε να συγκλίνει η διαφορά των δύο ενθαλπιών στην ορισμένη από τον χρήστη ακρίβεια. Κριτήριο σύγκλισης και αποδοχής των αποτελεσμάτων είναι οι παρακάτω σχέσεις:

$$F = \left|h_{in,evap} - h_{out,pump}\right| \qquad (3.49)$$

$$|F_{i+1} - F_i| < 20\ J/(kg \cdot K) \qquad (3.50)$$

3.3. Επιλογή Εργαζόμενου μέσου

Η επιλογή ενός κατάλληλου εργαζόμενου μέσου για εφαρμογές που περιλαμβάνουν έναν οργανικό κύκλο Rankine, ειδικά για εφαρμογές χαμηλής κλίμακας, όπως αυτή που εξετάζεται στην παρούσα διπλωματική, είναι σημαντική και απαιτητική, δεδομένου ότι έχει σημαντική επίδραση στην απόδοση του κύκλου. 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 [52]. Για κάθε εφαρμογή λοιπόν, ανάλογα τις συνθήκες λειτουργίας που την διέπουν, υπάρχει διαφορετικό οργανικό ρευστό που θεωρείται βέλτιστο και μεγιστοποιεί τον βαθμό απόδοσης του συστήματος. Για αυτόν τον λόγο επομένως στην παρούσα διπλωματική δοκιμάστηκαν διάφορα ρευστά ώστε να ποσοτικοποιηθεί η συμπεριφορά του καθενός σε ρεαλιστικές συνθήκες λειτουργίας.. Για την επιλογή των ρευστών αυτών υπάρχουν πολλά κριτήρια που θα μπορούσαν να ληφθούν υπόψη όπως παρουσιάζονται και εκτενώς στην εργασία του Tchanche [24]. Τα κριτήρια επιλογής περιλαμβάνουν τις θερμοδυναμικές και φυσικές ιδιότητες, την ευστάθεια και την συμβατότητα του ρευστού με τα χρησιμοποιούμενα υλικά, την ασφάλεια και τις περιβαλλοντικές επιδράσεις αυτού καθώς και το κόστος και η διαθεσιμότητα του ρευστού.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία η επιλογή βασίστηκε περισσότερο στα παρακάτω κριτήρια:

- Στην κρίσιμη θερμοκρασία του ρευστού, στην θερμοκρασία δηλαδή για την οποία υγρή και η αέρια φάση του μέσου συνυπάρχουν και οι θερμοδυναμικές του ιδιότητες είναι δύσκολο να προβλεφθούν με ακρίβεια. Στους υποκρίσιμους κύκλους, όπως αυτός που μελετάται, η κρίσιμη θερμοκρασία του ρευστού πρέπει να είναι ελαφρώς μεγαλύτερη από την θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου, ώστε να επιτυγχάνεται η βέλτιστη μεταφορά θερμότητας. Επομένως θα επιλεχθούν ρευστά με κρίσιμη θερμοκρασία μεγαλύτερη των 100 ^0C που είναι και η μέγιστη θεωρούμενη θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου. Από την άλλη πλευρά ρευστά με κρίσιμη θερμοκρασία αρκετά μεγαλύτερη (>160 °C), δεν προσφέρονται για εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας καθώς οδηγούν σε χαμηλούς βαθμούς απόδοσης
- Στην κρίσιμη πίεση του ρευστού, την πίεση λοιπόν στο κρίσιμο σημείο. Πολύ χαμηλές πιέσεις (<20 bar) δεν επιτρέπουν μεγάλη εκτόνωση ενώ υψηλές πιέσεις (>40bar) είναι καταστροφικές για τους πλακοειδής εναλλάκτες που επιλέχθηκαν
- Τις επιπτώσεις του εργαζόμενου μέσου στο περιβάλλον. Οι επιπτώσεις μιας ουσίας στο περιβάλλον χαρακτηρίζεται από δύο παραμέτρους. Την δυνατότητα της ουσίας να καταστρέφει μόρια της στρατόσφαιρας του όζοντος (ozone depletion potential ODP) και την δυνατότητα της ουσίας να θερμαίνει το περιβάλλον δρώντας ως αέριο που βοηθά στην αύξηση του φαινομένου του θερμοκηπίου(global warming potential,GWP). Και οι δύο αυτοί δείκτες είναι επιθυμητό να έχουν τιμές όσο το δυνατόν μικρότερες.
- Την ασφάλεια όπως ορίζεται από την ASHRAE. Η κατηγοριοποίηση αυτή βασίζεται σε δυο παραμέτρους: την τοξικότητα και την αναφλεξιμότητα. Επιθυμείτε τα εργαζόμενα μέσα να είναι ασφαλή, να χαρακτηρίζονται λοιπόν με τους καλύτερους δυνατούς δείκτες.
- Να είναι εύκολα διαθέσιμο και φθηνό. Για την μεγιστοποίηση της απόδοσης του συστήματος και την βελτιστοποίηση της επένδυσης είναι σημαντικό να μειωθεί στο ελάχιστο το κόστος της εγκατάστασής.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα πιο κοινά οργανικά μέσα που χρησιμοποιούνται σε παρόμοιες εφαρμογές και οι σημαντικότερες ιδιότητες τους [26].

Πιν. 3.9. Οργανικά μέσα και οι κυριότερες ιδιότητες τους

`	T_{crit}(℃)	$P_{crit}(bar)$	ODP	GWP	Κατηγοριοιποίηση κατά ASHRAE
R32	78	57	0	675	A2L
R125	66	36	0	3,500	A1
R404A	72	37	0	3,922	A1
R410A	73	49	0	2,088	A1
R143a	73	38	0	4,470	A2L
R407A	82	45	0	2,107	A1
R1234yf	95	34	0	4	A2L
R290	97	42	0	3.3	A3
R134a	101	41	0	1,430	A1
R227ea	101	29	0	3,220	A1
R1234ze(E)	110	36	0	6	A2l
R152a	112	44	0	124	A2L
RC318	114	28	0	10,300	A1
R600a	135	36	0	3	A3
R236ea	139	34	0	1,370	-
R245fa	153	36	0	1,370	B1

Σύμφωνα με τα παραπάνω, τα οργανικά μέσα που επιλέχθηκαν είναι τα εξής:

- R134
- R227ea
- R1234ze(E)
- R152a
- RC318
- R236ea
- R245fa

3.4. Λειτουργία του κύκλου ORC

Το σύστημα ORC που μελετήθηκε στην παρούσα διπλωματική θα τροφοδοτείται με ενέργεια από το σύστημα ένα ηλιοθερμικό σύστημα, το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών-τροφοδοτικού δοχείου που αναλύθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο. Η ενέργεια που θα παρέχει το ηλιοθερμικό σύστημα στο σύστημα ORC προφανώς, δεν θα είναι σταθερή κατά την διάρκεια του χρόνου αλλά θα μεταβάλλεται ανάλογα με την ακτινοβολία και την απορροφούμενη ενέργεια από του ηλιακούς συλλέκτες. Για αυτόν ακριβώς το λόγο έχει σημασία η μελέτη του συστήματος ORC τόσο για το σημείο σχεδίασης, όπου όλες οι είσοδοι στο σύστημα θα είναι διαμορφωμένες ώστε το σύστημα να λειτουργεί στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας του, όσο και για τα υπόλοιπα σημεία, όπου οι είσοδοι στο σύστημα θα έχουν τιμές τέτοιες που να λειτουργεί το σύστημα ORC εκτός του σημείου λειτουργίας του. Διακρίνουμε επομένως δύο περιπτώσεις τις οποίες και θα αναλύσουμε στην συνέχεια.

3.4.1 Ονομαστική λειτουργία του κύκλου ORC

Κατά την διερεύνηση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης θεωρήθηκε ότι οι βασικοί παράμετροι που πρέπει να ικανοποιούνται, αφορούν την θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού από το τροφοδοτικό δοχείο στο σύστημα ORC και η ποσότητα της θερμότητας που συναλλάσσεται μεταξύ αυτού και του οργανικού μέσου, και είναι οι εξής:

$$T_{hi} = 110°\text{C}$$

$$Q_{evap} = 20\ kW$$

Η παροχή μάζας του ζεστού νερού από το τροφοδοτικό δοχείο ορίστηκε να είναι ίση με:

$$\dot{m}_h = 0.8\ \text{kg/s}$$

Η επικρατούσα πίεση στο ζεστό νερό να είναι:

$$P_{hi} = 4\ bar$$

Η υπερθέρμανση και η υπόψυξη του οργανικού μέσου πήραν τυπικές τιμές, δηλαδή αντίστοιχα:

$$Dt_{sup} = 10\ °\text{C}$$

$$Dt_{sub} = 5\ °\text{C}$$

Το νερό ψύξης που χρησιμοποιείται για την ψύξη του οργανικού μέσου στον συμπυκνωτή λαμβάνετε να έχει πίεση, θερμοκρασία και παροχή μάζας σταθερά σε όλη την διάρκεια όπως παρουσιάζεται αντίστοιχα παρακάτω:

$$P_{ci} = 2\ bar$$

$$T_{ci} = 25\ °\text{C}$$

$$\dot{m}_c = 1\ \text{Kg/s}$$

Σημειώνεται ότι μόνο για το οργανικό μέσο R245fa η παροχή του ψυκτικού μέσου θεωρήθηκε διπλάσια καθώς με την προηγούμενη τιμή της ο όγκος του συμπυκνωτή θα ήταν πολύ μεγάλος και ουσιαστικά μη συμφέρων.

Στο σημείο αυτό πρέπει να αναφερθεί ότι εφόσον διερευνάται το ονομαστικό σημείο λειτουργίας του κύκλου σημαίνει ότι για όλα τα στοιχεία που τον απαρτίζουν (αντλία, εκτονωτής, ατμοποιητής, κτλ), τα μεγέθη που θα προκύψουν από τον υπολογισμό θα θεωρούνται τα ονομαστικά του. Για την επίλυση τόσο της γεννήτριας που είναι συνδεδεμένη με τον εκτονωτή όσο και του κινητήρα που είναι συνδεδεμένος με την αντλία απαιτείται ο υπολογισμός κάποιων συντελεστών που περιέχουν τα ονομαστικά στοιχεία των στοιχείων αυτών. Οπότε στην συγκεκριμένη περίπτωση οι συντελεστές αυτοί θα τίθενται ίσοι με το μηδέν. Θα ισχύει δηλαδή το παρακάτω και για τα δύο στοιχεία:

$$ln_N = \ln\left(\frac{N_{exp}}{N_{exp,nom}}\right) = 0$$

$$ln_W = \ln\left(\frac{P_{el}}{P_{el,nom}}\right) = 0$$

$$ln_\tau = \ln\left(\frac{\tau}{\tau_{nom}}\right) = 0$$

Τέλος ο όγκος σάρωσης του εκτονωτή εκλέγεται, σαν αρχική τιμή ώστε να ξεκινήσει η επαναληπτική διαδικασία όπως περιγράφηκε σε προηγούμενη ενότητα, να έχει τιμή:

$$V_{s,exp} = 246 * 10^{-6}\ \frac{m^3}{rev}$$

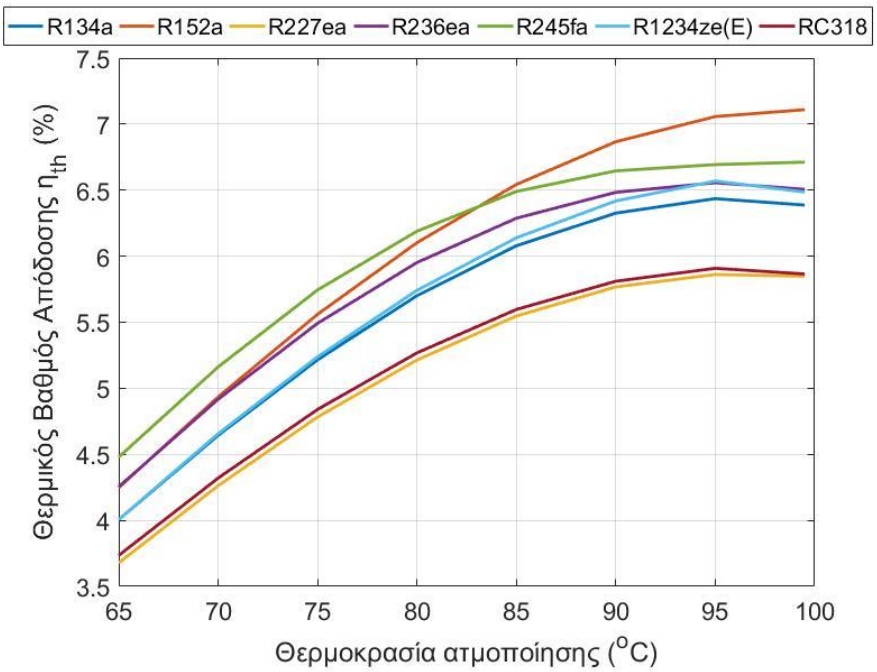
Συνυπολογίζοντας τα παραπάνω αλλά και όσα αναφέρθηκαν στις προηγούμενες ενότητες μοντελοποίησης, υπάρχουν όλα τα δεδομένα για την επίλυση του κύκλου για διάφορες τιμές θερμοκρασία ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Το μόνο που μένει είναι η υπόθεση μιας αρχικής τιμής για την παροχή μάζας του οργανικού μέσου μέσα στο σύστημα. Η υπόθεση αυτή διαφέρει ανάλογα με το οργανικό μέσο αλλά και τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Ο λόγος είναι ότι το πρόγραμμα CoolProp που χρησιμοποιείται σε κάποια σημεία για την επίλυση του κύκλου είναι πολύ ευαίσθητο στις ακραίες μεταβολές που υφίστανται τα θερμοδυναμικά μεγέθη στις πρώτες επαναλήψεις του κώδικα, μέχρι να αρχίσει να συγκλίνει σε κάποια τιμή. Για αυτό και πρέπει να υπάρχει ιδιαίτερη προσοχή στην αρχικοποίηση της παροχής μάζας του οργανικού μέσου. Ωστόσο οι διαφορετικές τιμές που δίνονται δεν επηρεάζουν τα τελικά αποτελέσματα καθώς οι αλλαγές που υφίστανται τα θερμοδυναμικά μεγέθη ανάλογα τις διαφορετικές αρχικές υποθέσεις παροχής μάζας είναι απειροελάχιστες. Συνοψίζοντας η παροχή μάζας λαμβάνει, ανάλογα την περίπτωση, αρχική τιμή υπόθεσης εντός του διαστήματος:

$$\dot{m}_{orc} = 0.075 - 0.105\ \mathrm{Kg/s}$$

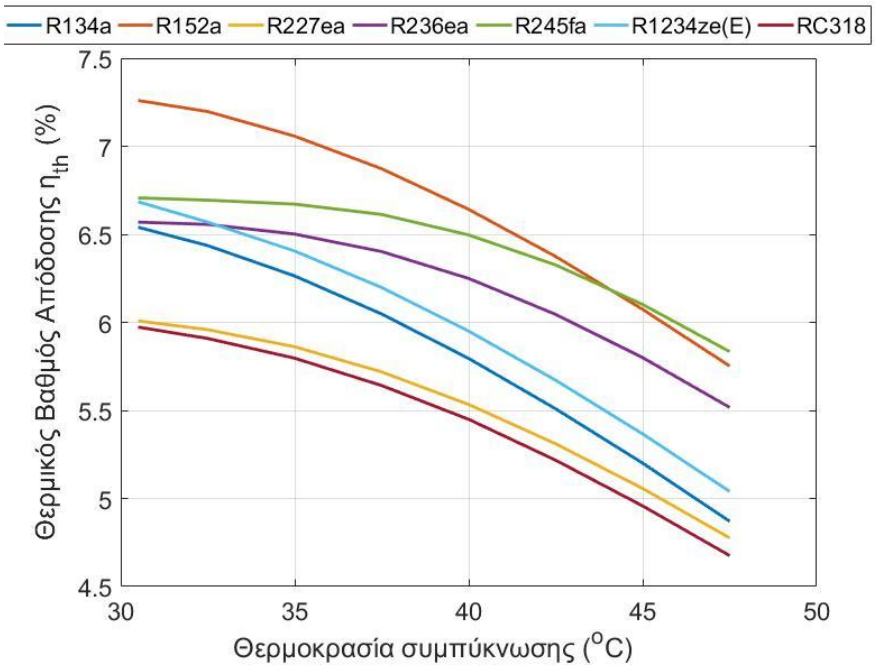
Κριτήριο βελτιστοποίησης, και άρα χαρακτηρισμού ως σημείο σχεδιασμού, είναι η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης του συστήματος ORC. Ο βαθμός απόδοσης ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{orc} = \frac{P_{el,gen} - P_{el,motor}}{Q_{evap}} \qquad (3.51)$$

Παρακάτω παρουσιάζονται δύο ενδεικτικά διαγράμματα που δείχνουν πως μεταβάλλεται ο βαθμός απόδοσης του θερμοδυναμικού κύκλου ανάλογα με τις διακυμάνσεις της θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Στο πρώτο διάγραμμα μεταβάλλεται η θερμοκρασία ατμοποίησης για σταθερή θερμοκρασία συμπύκνωσης για όλα τα επιλεγμένα ρευστά ενώ στο δεύτερο η θερμοκρασία ατμοποίησης παραμένει σταθερή και η θερμοκρασία συμπύκνωσης μεταβάλλεται.



Εικ. 3.17 Διάγραμμα απόδοσης του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης για όλα τα επιλεγόμενα οργανικά μέσα



Εικ. 3.18 Διάγραμμα απόδοσης του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης για όλα τα επιλεγόμενα οργανικά μέσα

Όπως είναι εμφανές από το πρώτο διάγραμμα καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης αυξάνεται και ο βαθμός απόδοσης των εργαζόμενων μέσων, έως ότου, για τα περισσότερα φθάσει ένα σημείο καμπής που παρουσιάζει μέγιστο βαθμό απόδοσης. Αυτό είναι απολύτως λογικό καθώς αυξανόμενης της θερμοκρασίας αυξάνεται και η πίεση και επομένως και η δυνατότητα πτώσης πίεσης για την παραγωγή ωφέλιμου έργου. Από το δεύτερο διάγραμμα επίσης παρατηρούμε ότι μειούμενης της θερμοκρασίας συμπύκνωσης αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης για τον ίδιο ακριβώς λόγο. Εδώ όμως φαίνεται να μην

παρουσιάζεται σημείο καμπής και ο μόνος περιορισμός τίθεται από την θερμοκρασία του νερού συμπυκνώσεως.

Εφόσον, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, κριτήριο βελτιστοποίησης του κύκλου τίθεται η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης, αναζητούνται για κάθε ένα οργανικό μέσο ξεχωριστά οι κατάλληλες θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης, για τις οποίες επιτυγχάνεται η μεγαλύτερη τιμή για τον βαθμό απόδοσης του κύκλου.

Η διαδικασία που ακολουθήθηκε είναι η εξής. Καταρχάς με την εποπτική βοήθεια του διαγράμματος βρέθηκε το εύρος στο οποίο αναζητάται η βέλτιστη θερμοκρασία ατμοποίησης, θεωρώντας παράλληλα την θερμοκρασία συμπύκνωσης σταθερή και ίση με $T_{cond} = 35$ °C. Ύστερα με επαναληπτική διαδικασία υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης του κύκλου για διάφορες τιμές της θερμοκρασία ατμοποίησης, επιλέγοντας τελικά την τιμή που μεγιστοποιούσε το αποτέλεσμα. Στην συνέχεια ακολουθήθηκε η ίδια διαδικασία για την θερμοκρασία συμπύκνωσης.

Η παραπάνω τακτική ακολουθήθηκε για όλα τα οργανικά μέσα που επιλέξαμε. Έτσι προέκυψαν τα ονομαστικά στοιχεία μερικά από τα οποία παρουσιάζονται παρακάτω. Τονίζεται ότι τα ονομαστικά αυτά στοιχεία αποτελούν την διαστασιολόγηση του οργανικού κύκλου και για το υπόλοιπο της εργασίας όποτε γίνεται αναφορά στην εγκατάσταση ORC για οποιοδήποτε οργανικό μέσο, τα στοιχεία που το αποτελούν έχουν τις παρακάτω διαστάσεις και ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας.

Πιν. 3.10. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R134a

Θερμοκρασία ατμοποίησης T_{evap} (°C)	96.5
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T_{cond} (°C)	30.5
Θερμικός Βαθμός απόδοσης n_{orc} %	6.5913
Τύπος ατμοποιητή	AC30EQ
Αριθμός πλακών ατμοποιητή Nt_{evap}	54
Τύπος συμπυκνωτή	AC70X
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή Nt_{cond}	91
Ονομαστικές στροφές εκτονωτή $N_{exp,nom}$ (rpm)	3000
Ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς γεννήτριας $P_{el,gen}$ (W)	1688
Ονομαστικές στροφές αντλίας $N_{pump,nom}$ (rpm)	245
Ονομαστική καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ γεννήτριας $P_{el,motor}$ (W)	370
'Ογκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ $(\frac{m^3}{rev})$	$35.3 \cdot 10^{-6}$

Πιν. 3.11. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R134a

Θερμοκρασία ατμοποίησης T_{evap} (°C)	99.5
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T_{cond} (°C)	31
Θερμικός Βαθμός απόδοσης n_{orc} %	7.2134
Τύπος ατμοποιητή	AC30EQ
Αριθμός πλακών ατμοποιητή Nt_{evap}	54
Τύπος συμπυκνωτή	AC70X
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή Nt_{cond}	71
Ονομαστικές στροφές εκτονωτή $N_{exp,nom}$ (rpm)	3000
Ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς γεννήτριας $P_{el,gen}$ (W)	1757
Ονομαστικές στροφές αντλίας $N_{pump,nom}$ (rpm)	221

Ονομαστική καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ γεννήτριας $P_{el,motor}$ (W)	315
'Ογκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ $(\frac{m^3}{rev})$	$40.1 \cdot 10^{-6}$

Πιν. 3.12. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R227ea

Θερμοκρασία ατμοποίησης T_{evap} (°C)	95.5
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T_{cond} (°C)	30.5
Θερμικός Βαθμός απόδοσης n_{orc} %	5.9963
Τύπος ατμοποιητή	AC30EQ
Αριθμός πλακών ατμοποιητή Nt_{evap}	54
Τύπος συμπυκνωτή	AC70X
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή Nt_{cond}	79
Ονομαστικές στροφές εκτονωτή $N_{exp,nom}$ (rpm)	3000
Ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς γεννήτριας $P_{el,gen}$ (W)	1516
Ονομαστικές στροφές αντλίας $N_{pump,nom}$ (rpm)	281
Ονομαστική καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ γεννήτριας $P_{el,motor}$ (W)	317
'Ογκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ $(\frac{m^3}{rev})$	$33.1 \cdot 10^{-6}$

Πιν. 3.13. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R236ea

Θερμοκρασία ατμοποίησης T_{evap} (°C)	99
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T_{cond} (°C)	31
Θερμικός Βαθμός απόδοσης n_{orc} %	6.5833
Τύπος ατμοποιητή	AC30EQ
Αριθμός πλακών ατμοποιητή Nt_{evap}	54
Τύπος συμπυκνωτή	AC70X
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή Nt_{cond}	62
Ονομαστικές στροφές εκτονωτή $N_{exp,nom}$ (rpm)	3000
Ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς γεννήτριας $P_{el,gen}$ (W)	1461
Ονομαστικές στροφές αντλίας $N_{pump,nom}$ (rpm)	210
Ονομαστική καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ γεννήτριας $P_{el,motor}$ (W)	146
'Ογκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ $(\frac{m^3}{rev})$	$69.4 \cdot 10^{-6}$

Πιν. 3.14. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R245fa

Θερμοκρασία ατμοποίησης T_{evap} (°C)	99.6
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T_{cond} (°C)	30.2
Θερμικός Βαθμός απόδοσης n_{orc} %	7.073
Τύπος ατμοποιητή	AC30EQ
Αριθμός πλακών ατμοποιητή Nt_{evap}	61
Τύπος συμπυκνωτή	AC70X
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή Nt_{cond}	63
Ονομαστικές στροφές εκτονωτή $N_{exp,nom}$ (rpm)	3000
Ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς γεννήτριας $P_{el,gen}$ (W)	1540
Ονομαστικές στροφές αντλίας $N_{pump,nom}$ (rpm)	188
Ονομαστική καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ γεννήτριας $P_{el,motor}$ (W)	126
'Ογκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ $(\frac{m^3}{rev})$	$74.2 \cdot 10^{-6}$

Πιν. 3.15. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για R1234ze(E)

Θερμοκρασία ατμοποίησης T_{evap} (°C)	93.5
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T_{cond} (°C)	30.5

Θερμικός Βαθμός απόδοσης n_{orc} %	6.75
Τύπος ατμοποιητή	AC30EQ
Αριθμός πλακών ατμοποιητή Nt_{evap}	54
Τύπος συμπυκνωτή	AC70X
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή Nt_{cond}	87
Ονομαστικές στροφές εκτονωτή $N_{exp,nom}$ (rpm)	3000
Ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς γεννήτριας $P_{el,gen}$ (W)	1637
Ονομαστικές στροφές αντλίας $N_{pump,nom}$ (rpm)	253
Ονομαστική καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ γεννήτριας $P_{el,motor}$ (W)	287
'Ογκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ $(\frac{m^3}{rev})$	$49.2 \cdot 10^{-6}$

Πιν. 3.16. Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για RC318

Θερμοκρασία ατμοποίησης T_{evap} (°C)	95.5
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T_{cond} (°C)	30.5
Θερμικός Βαθμός απόδοσης n_{orc} %	5.99
Τύπος ατμοποιητή	AC30EQ
Αριθμός πλακών ατμοποιητή Nt_{evap}	54
Τύπος συμπυκνωτή	AC70X
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή Nt_{cond}	71
Ονομαστικές στροφές εκτονωτή $N_{exp,nom}$ (rpm)	3000
Ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς γεννήτριας $P_{el,gen}$ (W)	1431
Ονομαστικές στροφές αντλίας $N_{pump,nom}$ (rpm)	265
Ονομαστική καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ γεννήτριας $P_{el,motor}$ (W)	233
'Ογκος σάρωσης του εκτονωτή $V_{s,exp}$ $(\frac{m^3}{rev})$	$58.9 \cdot 10^{-6}$

3.4.2 Λειτουργία εκτός ονομαστικού σημείου για τον κύκλο ORC

Όπως αναφέρθηκε στην αρχή αυτού του κεφαλαίου, η θερμοκρασία απαγωγής του ζεστού νερού από το τροφοδοτικό δοχείο προς τον ατμοποιητή του κύκλου εμφανίζει ένα εύρος μεταβολών. Η μεταβολή αυτή θεωρήθηκε ότι υφίσταται μεταξύ των τιμών 90-110 °C . Έχοντας προσδιορίσει επομένως το ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης, ενδιαφέρον παρουσιάζει η διερεύνηση των χαρακτηριστικών της σε σημεία διαφορετικά του ονομαστικού.

Αρχικά για κάθε ένα από τα οργανικά μέσα διαστασιολογήθηκαν τα στοιχεία της εγκατάστασης με την βοήθεια των πινάκων που παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη παράγραφο. Στην συνέχεια ανάλογα με την τιμή της θερμοκρασίας του ζεστού νερού θεωρήθηκε ότι μεταβάλλεται και η ποσότητα της θερμότητας που μεταφέρεται μεταξύ των δύο ρευστών. Θεωρήθηκε λοιπόν για τις ακραίες τιμές ότι:

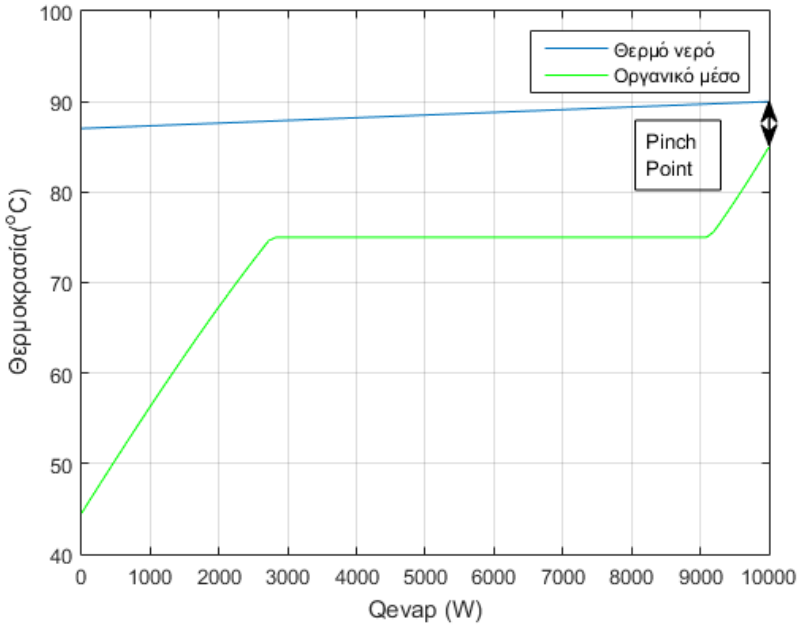
$$T_{hi} = 110\ °C => \ Q_{evap} = Q_{evap,max} = 20\ kW$$

$$T_{hi} = 90\ °C => \ Q_{evap} = 0.5 * Q_{evap,max} = 10\ kW$$

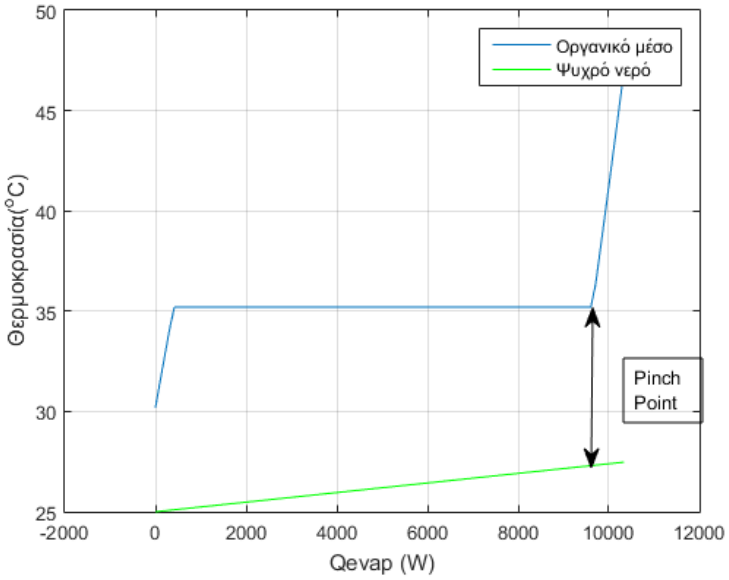
και επομένως για όλες τις ενδιάμεσε τιμές ακολουθήθηκε γραμμική κατανομή σύμφωνα με τον τύπο:

$$Q_{evap}(T_{hi}) = 10000 + (T_{hi} - 90) * 5 * 1000$$

Μεταβαλλόμενες τιμές επίσης έχουν οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Τα μεγέθη αυτά λαμβάνουν τιμές κατάλληλες ώστε να ελαχιστοποιείται το Pinch Point. Pinch Point ονομάζεται η ελάχιστη διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου και της θερμοκρασίας του νερού θέρμανσης στον ατμοποιητή και του νερού ψύξης στον συμπυκνωτή. Ο υπολογισμός του Pinch Point γίνεται με την βοήθεια λογισμικού του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσοβείου Πολυτεχνείου. Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα για τους δύο εναλλάκτες της εγκατάστασής μας με τη βοήθεια του λογισμικού.



Εικ. 3.19 Υπολογισμός του Pinch Point στον ατμοποιητή



Εικ. 3.20 Υπολογισμός του Pinch Point στον συμπυκνωτή

Κατά την επίλυση του κύκλου γίνεται αρχικά υπόθεση για τις τιμές της θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης και υπολογίζεται η τιμή του Pinch Point ξεχωριστά. Για τον ατμοποιητή οι συνθήκες αποδοχής είναι οι εξής:

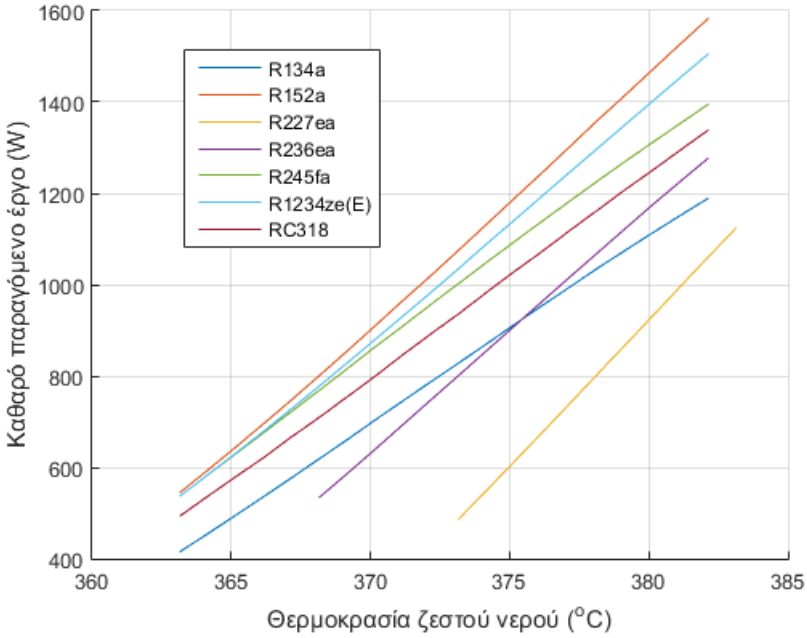
- Εάν ισχύει ότι $\text{Pinch Point} > 4\,K$ τότε αυξάνεται κατά 0.1 K η θερμοκρασία ατμοποίησης, επιλύουμε ξανά τον κύκλο και υπολογίζουμε εκ νέου το Pinch Point. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται έως ότου το Pinch Point πάρει τιμή μικρότερη του 4 K.
- Εάν ισχύει ότι $\text{Pinch Point} < 4\,K$ τότε μειώνεται κατά 0.1 K η θερμοκρασία ατμοποίησης, επιλύουμε ξανά τον κύκλο και υπολογίζουμε εκ νέου το Pinch Point. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται έως ότου το Pinch Point πάρει τιμή μεγαλύτερη του 4 K.

Αντίστοιχα για τον συμπυκνωτή οι συνθήκες αποδοχής είναι οι εξής:

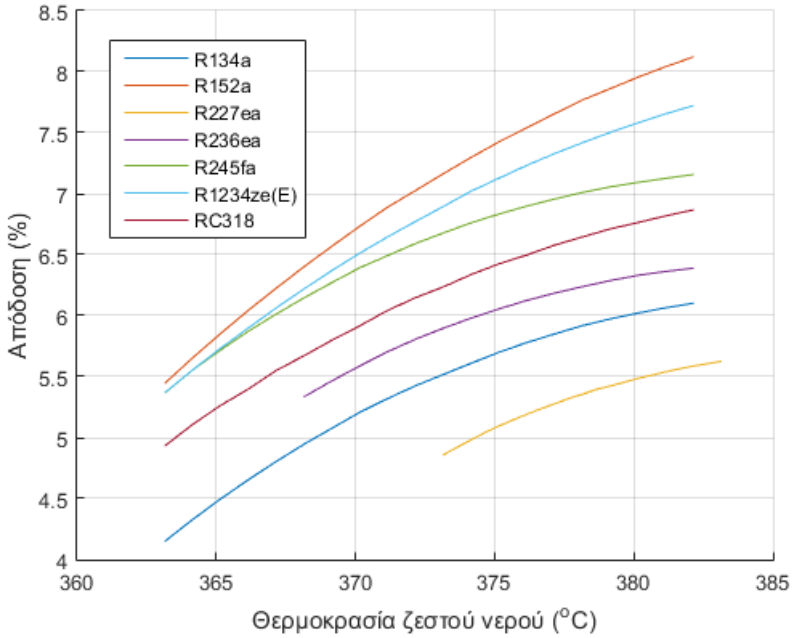
- Εάν ισχύει ότι $\text{Pinch Point} < 7.5\,K$ τότε αυξάνεται κατά 0.1 K την θερμοκρασία συμπύκνωσης, επιλύουμε ξανά τον κύκλο και υπολογίζουμε εκ νέου το Pinch Point. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται έως ότου το Pinch Point πάρει τιμή μεγαλύτερη του 7.5 K.
- Εάν ισχύει ότι $\text{Pinch Point} > 7.5\,K$ τότε μειώνεται κατά 0.1 K την θερμοκρασία συμπύκνωσης, επιλύουμε ξανά τον κύκλο και υπολογίζουμε εκ νέου το Pinch Point. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται έως ότου το Pinch Point πάρει τιμή μικρότερη του 7.5 K.

Όλα τα υπόλοιπα μεγέθη που αναφέρθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο και απαιτούνται για την εκκίνηση των υπολογισμών στην εγκατάσταση μας λαμβάνουν τις ίδιες τιμές που αναφέρθηκαν και στην προηγούμενη παράγραφο. Μοναδική εξαίρεση τα μεγέθη ln_N, ln_τ, ln_W τα οποία δεν λαμβάνουν την τιμή 0 αφού δεν είναι το ονομαστικό σημείο λειτουργίας, αλλά υπολογίζονται κανονικά με την βοήθεια των τύπων που αναφέρθηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο.

Μερικά από τα αποτελέσματα που προκύπτουν παρουσιάζονται παρακάτω:



Εικ. 3.21 Καθαρό παραγόμενο έργο της εγκατάστασης ORC ανάλογα το οργανικό μέσο



Εικ. 3.22 Απόδοση της εγκατάστασης ORC ανάλογα το οργανικό μέσο

Κεφάλαιο 4. Βελτιστοποίηση συνολικής εγκατάστασης

Στόχος όλης της ανάλυσης που προηγήθηκε αλλά και της διπλωματικής εργασίας στο σύνολο της είναι η μελέτη ενός ηλιακά τροφοδοτούμενου Οργανικού κύκλου Rankine και του κατά πόσο μία τέτοια τεχνολογία είναι συμφέρουσα ή όχι για την προοπτική επένδυσης σε αυτήν. Για να απαντηθεί το παραπάνω ερώτημα απαιτείται προφανώς η εύρεση της βέλτιστης εγκατάστασης που θα προσφέρει το μέγιστο των δυνατοτήτων της. Για την παρούσα διπλωματική εργασία τα μεγέθη τα οποία αποτελούν τα αντικείμενα βελτιστοποίησης της εγκατάστασης είναι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης, n_{ex} , και η περίοδος αποπληρωμής της εγκατάστασης Payback Period (PbP).

4.1. Εξεργειακός βαθμός απόδοσης

Μέχρι τη δεκαετία του 1970 η μέθοδος που χρησιμοποιείτο ευρέως για την ανάλυση της μετατροπής ενέργειας, ήταν η ενεργειακή ανάλυση. Ακολούθως με την παρατεταμένη χρήση των συμβατικών καυσίμων, την συνεχή μείωση των πόρων αυτών και την επιθυμία μείωσης της εκπομπής βλαβερών για τον άνθρωπο και το περιβάλλον καυσαερίων, υπήρξε η ανάγκη νέων μοντέλων ανάλυσης των θερμοδυναμικών διεργασιών. Μία νέα μέθοδος ανάλυσης είναι η εξεργειακή ανάλυση με παράμετρο βελτιστοποίησης την μείωση παραγωγής εντροπίας. Η εξεργειακή ανάλυση είναι ένα εργαλείο το οποίο επιτρέπει να διακρίνεται η διαφορά μεταξύ της απώλειας ενέργειας στο περιβάλλον και των απωλειών λόγω μη αντιστρεψιμότητας στη διεργασία. Τα αποτελέσματα μιας εξεργειακής ανάλυσης χρησιμοποιούνται συνήθως για να παρέχουν μια πληρέστερη εικόνα για τον βαθμό απόδοσης διαφόρων διεργασιών ενός συστήματος. Γι' αυτό είναι ένα σημαντικό εργαλείο στην ανάλυση συστημάτων μετατροπής ενέργειας. Η εξεργειακή ανάλυση ήταν υπό μελέτη για πολλές δεκαετίες και πλέον είναι απαραίτητο εργαλείο για ανάλυση, βελτιστοποίηση διεργασιών.

Η εξέργεια ορίζεται ως το μέγιστο έργο που θα μπορούσε να παραχθεί αν το σύστημα έφτανε σε πλήρη θερμοδυναμική ισορροπία με το περιβάλλον του. Κάθε στοιχείο του συστήματος το οποίο δεν είναι σε θερμοδυναμική ισορροπία με το περιβάλλον έχει κάποιο ποσό εξέργειας, ενώ στοιχεία ή συστήματα που βρίσκονται σε ισορροπία με το περιβάλλον έχουν μηδενική εξέργεια αφού δεν μπορούν να πράξουν έργο σε σχέση με το περιβάλλον. Η εξεργειακή ανάλυση είναι όμοια με την ενεργειακή, με την πρώτη να λαμβάνει υπόψη, τόσο την ποσότητα, όσο και την ποιότητα της ενέργειας.

Για τον υπολογισμό του εξεργειακού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης, στην διάρκεια του χρόνου, χρησιμοποιείται η παρακάτω εξίσωση:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{tot,out} + P_{el,net,tot}}{Ex_{tot,in}} \qquad (4.1)$$

όπου ισχύουν τα εξής:

- $Ex_{tot,out}$ είναι η συνολική εξέργεια, για την διάρκεια ενός χρόνου, η οποία απορρίπτεται από την εγκατάστασή

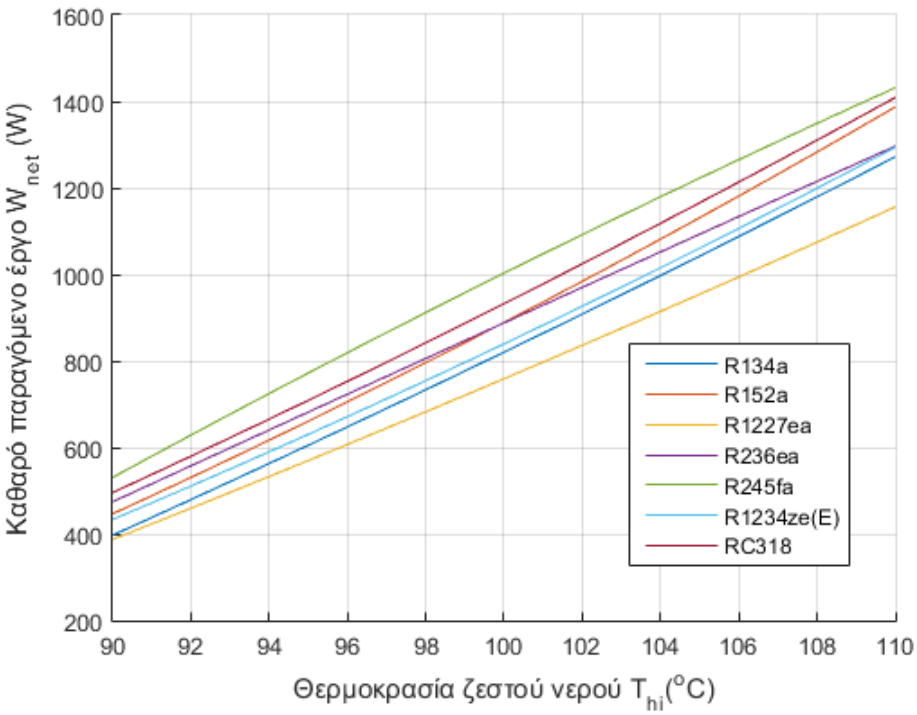
- $P_{el,net,tot}$ είναι η συνολικά καθαρή παραγούμενη ηλεκτρική ενέργεια κατά την διάρκεια ενός χρόνου, από την εγκατάστασή
- $Ex_{tot,in}$ είναι η συνολική εξέργεια, για την διάρκεια ενός χρόνου, η οποία εισάγεται στην εγκατάστασή.

Ο υπολογισμός κάθε συνιστώσας προαπαιτεί την σύνδεση των δύο συστημάτων, του συστήματος ηλιακής αξιοποίησης και του συστήματος ORC, και την γνώση κάποιων απαραίτητων μεγεθών κατά την διάρκεια του χρόνου.

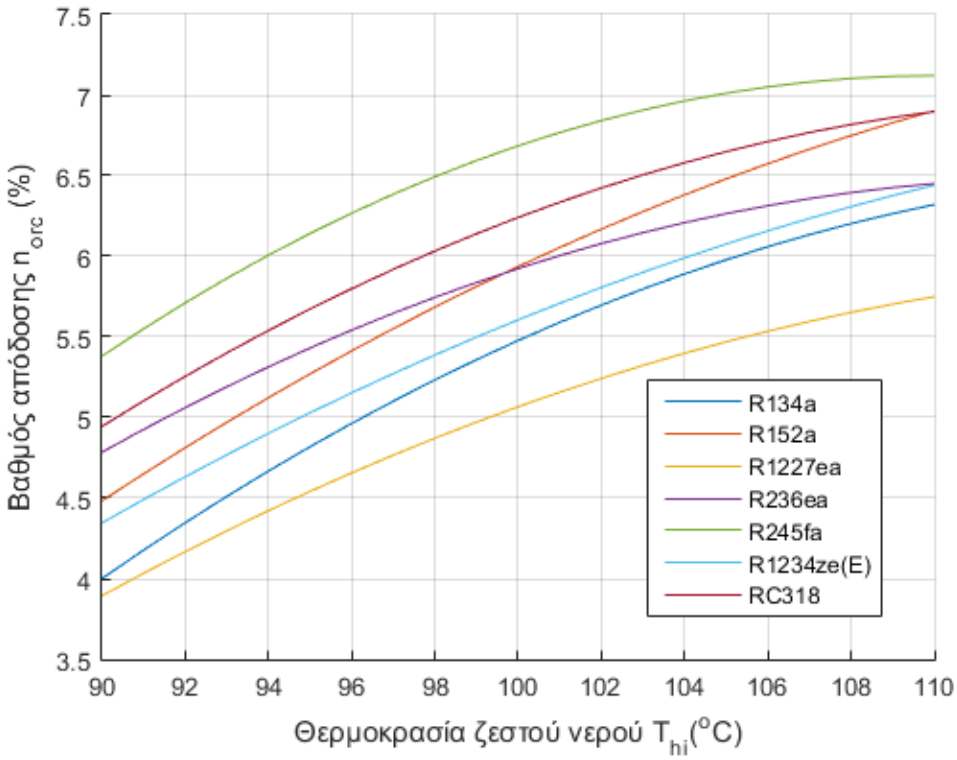
Καταρχάς σύμφωνα με την ανάλυση που προηγήθηκε στα προηγούμενα κεφάλαια η βέλτιστη και πιο ακριβής διαδικασία για την επίλυση του συνολικού συστήματος της εγκατάστασης, όταν και τα δύο συστήματα είναι σε λειτουργία, θα ήταν η εξής. Με γνώση της ηλιακής ακτινοβολίας κάθε ώρα, υπολογίζεται η απορροφούμενη ισχύς και επομένως η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τους συλλέκτες. Στην συνέχεια το νερό οδηγείται στο τροφοδοτικό δοχείο όπου επιλύεται και υπολογίζεται στην συνέχεια η θερμοκρασία του ζεστού νερού απαγωγής από το τροφοδοτικό δοχείο προς τον ατμοποιητή. Ακολούθως ανάλογα με το αν λειτουργεί στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας ή σε σημείο λειτουργίας εκτός του ονομαστικού θα έπρεπε να επιλύεται ανάλογα ο κύκλος ORC και να υπολογίζονται όλα τα μεγέθη για τα στοιχεία που το απαρτίζουν ξεχωριστά, κάθε φόρα, για κάθε ώρα του έτους, ώστε να λαμβάνουμε τα τελικά μεγέθη που απαιτούνται για τους περαιτέρω υπολογισμούς. Μία τέτοια διαδικασία για όλες τις ώρες του έτους, για όλες τις πόλεις, τα εργαζόμενα μέσα και τους συλλέκτες που επιλέχθηκαν να μελετηθούν θα ήταν υπερβολικά χρονοβόρα και θα απαιτούσε τεράστια υπολογιστική ισχύ. Επομένως επιλέχθηκε ένας άλλος τρόπος επίλυσης της εγκατάστασης.

Αντί να επιλύεται κάθε ώρα μεμονωμένα ο κύκλος, ανάλογα με την θερμοκρασία του ζεστού νερού, και να υπολογίζονται τα απαραίτητα μεγέθη, επιλέχθηκε να οριστεί ένα «προφίλ» λειτουργίας για όλα τα οργανικά μέσα για όλο το εύρος των θερμοκρασιών του ζεστού νερού $90 - 110\,°C$. Δημιουργήθηκε επομένως ο κατάλληλος κώδικας στο προγραμματιστικό περιβάλλον της Matlab ο οποίος με βήμα $1\,°C$ για την θερμοκρασία του ζεστού ρεύματος, επίλυε τον κύκλο ORC αποθηκεύοντας τα αποτελέσματα για όλες τις θερμοκρασίες. Στην συνέχεια τα αποτελέσματα αυτά ενωνόντουσαν με τα αποτελέσματα που είχαν προκύψει από την επίλυση του κύκλου στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Η διαδικασία αυτή ακολουθήθηκε ξεχωριστά για κάθε ένα από τα εφτά οργανικά μέσα που επιλέχθηκαν. Με αυτόν τον τρόπο δημιουργήθηκε ένα «προφίλ» αποτελεσμάτων αποτελούμενο από 21 σημεία το οποίο χρησιμοποιούνταν κάθε φορά, αντί να επιλύεται ο κύκλος ORC. Η μέθοδος αυτή προφανώς και υστερεί έναντι της προηγούμενης σε ακρίβεια αλλά τα σφάλματα που εισάγει στο σύστημα είναι πολύ μικρά και σε σύγκριση με τον υπολογιστικό χρόνο που εξοικονομείται είναι πρακτικά μηδαμινά.

Οπότε για να ξεκινήσει η σύνδεση των δύο συστημάτων απαιτείται η δημιουργία αυτών των «προφίλ» για όλα τα μελετώμενα οργανικά μέσα. Ενδεικτικά παρακάτω παρουσιάζονται ορισμένα αποτελέσματα:



Εικ. 4.1. .«Προφίλ» Καθαρού παραγόμενου έργου ORC συναρτήσει του ζεστού νερού στον ατμοποιητή, για όλα τα οργανικά μέσα



Εικ. 4.2. «Προφίλ» θερμικού Βαθμού απόδοσης συστήματος ORC συναρτήσει του ζεστού νερού στον ατμοποιητή, για όλα τα οργανικά μέσα

Η βασική ιδέα της μοντελοποίησης που επιλέχθηκε είναι το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας να λειτουργεί όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 2. Έως ότου το νερό στο

τροφοδοτικό δοχείο να φθάσει μια κατάλληλη τιμή, συγκεκριμένα άνω των $90\,°C$, η σύνδεση προς το σύστημα ORC να είναι κλειστή , και όταν το νερό φθάσει η ξεπεράσει αυτήν την θερμοκρασία-όριο, το θερμό νερό από το τροφοδοτικό δοχείο να κατευθύνεται στον ατμοποιητή της εγκατάστασης και επομένως να καλείται το κατάλληλο «προφίλ» για τους απαραίτητους υπολογισμούς. Συνεπώς ο κώδικας για την επίλυση προγραμματίστηκε ως εξής.

Αφού ορισθούν οι απαραίτητες μεταβλητές όπως αναφέρονται και στο κεφάλαιο 2 ο κώδικας τρέχει για τις 8760 ώρες του έτους και για κάθε ώρα ελέγχει την υπάρχουσα ηλιακή ακτινοβολία πάνω στο επίπεδο του συλλέκτη I_T ή I_{bT} ανάλογα τον τύπο του συλλέκτη που μελετάται αλλά και την μέγιστη θερμοκρασία στο τροφοδοτικό δοχείο T_{st1}, για να καταλήξει ποια από τις τέσσερις περιπτώσεις ισχύει κάθε φορά.

- ***Περίπτωση 1***: Η υπάρχουσα ηλιακή ακτινοβολία πάνω στο επίπεδο του συλλέκτη είναι 0 ή εξαιρετικά μικρή. Τότε η απόδοση η_{col} και η αποδιδόμενη ισχύς Q_{col} των συλλεκτών είναι 0. Η παροχή μάζας του νερού συλλεκτών είναι $\dot{m}_{col} = 0$ και η θερμοκρασία σε κάθε επίπεδο του τροφοδοτικού δοχείου παραμένει ίδια. Η μέγιστη θερμοκρασία όμως T_{st1} είναι μικρότερη από 90°C και δεν υπάρχει παροχή μάζας προς το κύκλωμα ORC. Επομένως το καθαρό παραγόμενο έργο P_{net} και το ψυκτικό φορτίο του συμπυκνωτή Q_{cond} είναι 0. Εφόσον το κύκλωμα ORC είναι κλειστό η εξέργεια εξόδου του συστήματος Ex_{out} ισούται με 0
- ***Περίπτωση 2***: Η απόδοση η_{col}, η αποδιδόμενη ισχύς Q_{col} και η παροχή μάζας του νερού συλλεκτών $\dot{m}_{col}$προσδιορίζεται σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο 2 όπως και οι θερμοκρασίες σε κάθε επίπεδο του τροφοδοτικού δοχείου. Η μέγιστη θερμοκρασία όμως T_{st1} είναι μικρότερη από 90°C και επομένως η παροχή μάζας προς το κύκλωμα ORC είναι $\dot{m}_h = 0$ και δεν αποδίδεται ενέργεια στο σύστημα. Ισχύουν λοιπόν τα ίδια με όσα περιγράφηκαν παραπάνω για τα μεγέθη P_{net} , Q_{cond} και Ex_{out}.
- ***Περίπτωση 3***: Η υπάρχουσα ηλιακή ακτινοβολία πάνω στο επίπεδο του συλλέκτη είναι 0 ή εξαιρετικά μικρή. Τότε η απόδοση η_{col} και η αποδιδόμενη ισχύς Q_{col} των συλλεκτών είναι 0. Η παροχή μάζας του νερού συλλεκτών είναι $\dot{m}_{col} = 0$ και η θερμοκρασία σε κάθε επίπεδο του τροφοδοτικού δοχείου παραμένει ίδια. Η μέγιστη θερμοκρασία όμως T_{st1} είναι μεγαλύτερη από 90^0C και υπάρχει παροχή μάζας προς το κύκλωμα ORC, δηλαδή $\dot{m}_h = 0.8\,Kg/s$. Η ζητούμενη ωφέλιμη καθαρή ισχύς λοιπόν θα υπολογισθεί με την βοήθεια του προφίλ 21 σημείων, με την χρήση μιας συνάρτησης προσέγγισης δευτέρου βαθμού. Γνωρίζοντας λοιπόν την θερμοκρασία του ζεστού νερού απαγωγής, με την χρήση της συνάρτησης, υπολογίζετε η καθαρή ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς P_{net}. Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζεται και το ψυκτικό φορτίο του συμπυκνωτή Q_{cond}, πάλι με συνάρτηση προσέγγισης δευτέρου βαθμού.

  Για τον υπολογισμό της εξέργειας του ψυκτικού νερού χρησιμοποιείται η παρακάτω εξίσωση:

$$Ex_{water} = \dot{m}_c \left(h_{w,c,out} - h_{w,c,in} - 298.15 \cdot \left(s_{w,c,out} - s_{w,c,in}\right)\right) \quad (4.2)$$

όπου

- $\dot{m}_c$ η παροχή του ψυκτικού νερού προς τον συμπυκνωτή και ισούται με 1Kg/s
- $h_{w,c,o}$ και $h_{w,c,i}$ η ενθαλπία του ψυκτικού νερού στην έξοδο και στην είσοδο του συμπυκνωτή αντίστοιχα.
- $s_{w,c,o}$ και $s_{w,c,i}$ η εντροπία του ψυκτικού νερού στην έξοδο και στην είσοδο του συμπυκνωτή αντίστοιχα.

Η ενθαλπία και η εντροπία του ψυκτικού νερού στην είσοδο του συμπυκνωτή υπολογίζεται με την βοήθεια του προγράμματος CoolProp αφού είναι γνωστή η θερμοκρασία εισόδου $\mathrm{T_{c,i}} = 25\ ^0C$ και η πίεση εισόδου $\mathrm{P_{c,i}} = 2\ \mathrm{bar}$. Μάλιστα γίνεται η θεώρηση ότι αυτή η θερμοκρασία για το ψυκτικό νερό και αυτή η πίεση τροφοδοσίας είναι σταθερή και ίδια για όλες τις πόλεις, για όλους τους συλλέκτες και για όλες τις χρονικές στιγμές.

Η ενθαλπία εξόδου του ψυκτικού νερού από τον συμπυκνωτή υπολογίζεται με την εξίσωση:

$$h_{w,c,o} = \frac{Q_{cond}}{h_{w,c,i}} \quad (4.3)$$

Τώρα επομένως πάλι με την βοήθεια του προγράμματος CoolProp αφού είναι γνωστή η ενθαλπία εξόδου και η πίεση θεωρείται ότι παρέμεινε ίδια, δηλαδή οι απώλειες στον συμπυκνωτή και στις σωληνώσεις θεωρούνται αμελητέες, μπορούμε να υπολογίσουμε και την εντροπία εξόδου.

Η εξέργεια του ψυκτικού νερού είναι και η μόνη εξέργεια η οποία απορρίπτεται από την εγκατάστασή μας οπότε ισχύει ότι:

$$\mathrm{Ex_{out}} = \mathrm{Ex_{water}} \quad (4.4)$$

- ***Περίπτωση 4***: Η απόδοση η_{col}, η αποδιδόμενη ισχύς Q_{col} και η παροχή μάζας του νερού συλλεκτών $\dot{m}_{col}$προσδιορίζεται σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο 2 όπως και οι θερμοκρασίες σε κάθε επίπεδο του τροφοδοτικού δοχείου. Η μέγιστη θερμοκρασία όμως T_{st1} είναι μεγαλύτερη από 90^0C και υπάρχει παροχή μάζας προς το κύκλωμα ORC, δηλαδή $\dot{m}_h = 0.8\ Kg/s$. Για τον υπολογισμό επομένως των μεγεθών P_{net} , Q_{cond} ακολουθείται η ίδια λογική με όσα περιγράφηκαν στην προηγούμενη περίπτωση, όπως ακριβώς και στην συνέχεια για τον υπολογισμό της Ex_{out}

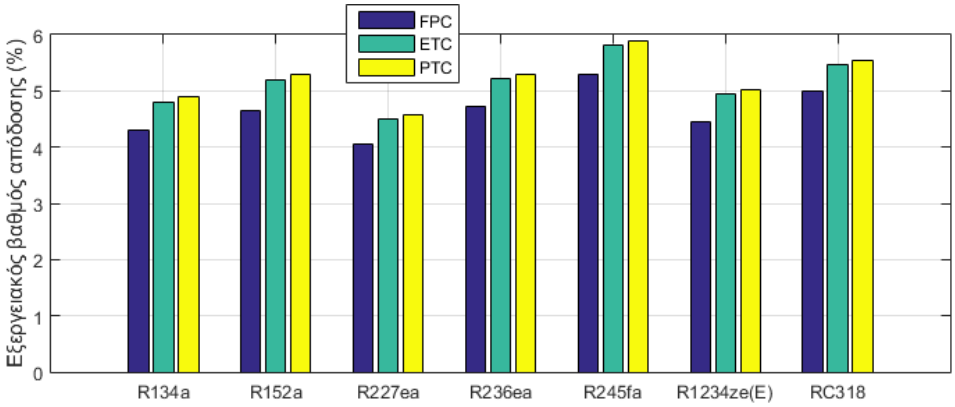
Τελικά, ύστερα από το τρέξιμο του κώδικα προκύπτουν όλα τα ωριαία αποτελέσματα. Αθροίζοντάς τα στο τέλος του κώδικα προκύπτουν η συνολική εξέργεια εξόδου από το σύστημα $Ex_{tot,out}$ και η ετήσια καθαρή παραγούμενη ηλεκτρική ενέργεια $P_{el,net,tot}$. Η

εισερχόμενη εξέργεια στο σύστημα προέρχεται μόνο από τους ηλιακούς συλλέκτες και υπολογίζεται για κάθε ώρα από τον τύπο:

$$Ex_{sol} = \left(1 - \frac{T_{amb}}{5770}\right) \cdot Q_{col} \tag{4.5}$$

Η συνολική εξέργεια ηλιακών $Ex_{sol.tot}$ προκύπτει ως άθροισμα όλων των ωριαίων εισερχόμενων εξεργειών.

Οπότε σύμφωνα με όλα τα παραπάνω προσδιορίζεται ο εξεργειακός βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης η_{ex} με την βοήθεια της εξίσωσης (4.1).



Εικ. 4.3 Προκαταρκτικό διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης για την πόλη της Αθήνας, για όλα τα ρευστά.

Στο παραπάνω διάγραμμα παρουσιάζεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης για την πόλη της Αθήνας σύμφωνα με τα δεδομένα που παρουσιάστηκαν νωρίτερα. Το διάγραμμα αυτό είναι προκαταρκτικό και παρουσιάζεται για να δημιουργήσει μία πρώτη εικόνα για την συνολική εγκατάσταση. Όπως είναι φανερό ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι μέγιστος για τους συλλέκτες PTC και ελάχιστος για τους συλλέκτες FPC. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι για τις θερμοκρασίες λειτουργίας των συλλεκτών που θεωρούνται στην παρούσα ανάλυση η απόδοση των PTC είναι σαφώς μεγαλύτερη από των υπολοίπων.

4.2. Περίοδος αποπληρωμής

Για την μελέτη και την αξιολόγηση μίας εγκατάστασης μετατροπής ενέργειας δεν είναι πλέον επαρκής μία ενεργειακή ή και εξεργειακή ανάλυση. Οι περισσότερες εγκαταστάσεις δεν περνούν πλέον μόνο υπό το πρίσμα του πόση ενέργεια παράγουν και αξιοποιούν αλλά και υπό το πρίσμα του αν όλη αυτή η διαδικασία είναι οικονομικά συμφέρουσα. Μία οικονομική ανάλυση για κάθε σύστημα που μελετάται κρίνεται ως απολύτως απαραίτητη και δεν δύναται να παραληφθεί. Υπό αυτή την λογική και στην παρούσα διπλωματική εργασία θα γίνει μία τέτοια μελέτη και το οικονομικό μέγεθος το οποίο θα προσδιορίζεται είναι η περίοδος αποπληρωμής.

Η περίοδος αποπληρωμής ή αλλιώς Payback Period (PbP) είναι ένα απλό αλλά μείζονος σημασίας οικονομικό μέγεθος. Με μαθηματικούς όρους το παραπάνω μέγεθος ορίζεται ως [53]:

$$PbP = \frac{\alpha\rho\chi\iota\kappa\acute{o}\ \kappa\acute{o}\sigma\tau o\varsigma\ \varepsilon\pi\acute{\varepsilon}\nu\delta\upsilon\sigma\eta\varsigma}{\varepsilon\tau\acute{\eta}\sigma\iota\alpha\ \kappa\alpha\theta\alpha\rho\alpha\ \kappa\acute{\varepsilon}\rho\delta\eta} \quad (4.6)$$

Για κάθε εγκατάσταση διακρίνονται δύο κόστη.

- Το κόστος αγοράς του συστήματος και εγκατάστασης του και των σωληνώσεων (Σταθερό κόστος, Fixed Cost- FC)
- Το ετήσιο κόστος λειτουργίας (Μεταβαλλόμενο κόστος, Variable Cost- VC)

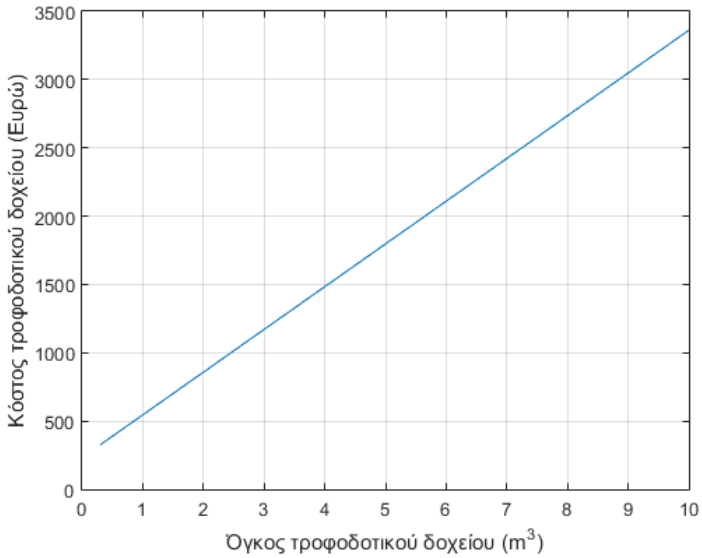
Στην συγκεκριμένη εγκατάσταση που μελετάται το ετήσιο κόστος λειτουργίας θεωρείται ίσο με 0. Δεν υφίσταται κατανάλωση κάποιου αγαθού για την λειτουργία της εγκατάστασης και τα μόνα ετήσια κόστη που υπάρχουν αφορούν τη συντήρηση των υπαρχόντων στοιχείων. Η μόνη κατανάλωση αγαθού που υπαρχει είναι το νερό που χρησιμοποιείται για την συμπύκνωση του οργανικού μέσου. Το κόστος αυτό όμως είναι τόσο μικρό που πρακτικά αμελείται από τους υπολογισμούς. Το συνολικό κόστος αγοράς του συστήματος διαιρείται στο τέλος ως προς 0.7. Η διαίρεση αυτή γίνεται για να περιλάβει όχι μόνο το κόστος συντήρησης αλλά και το κόστος εγκατάστασης όλων των στοιχείων.

Το κόστος αγοράς, C_{tot}, περιλαμβάνει όλα τα απαραίτητα στοιχεία για την εγκατάσταση και μπορεί να υπολογισθεί με την βοήθεια της εξίσωσης:

$$C_{tot} = C_{orc} + C_{col} + C_{solartank} + C_{piping} \quad (4.7)$$

Το κόστος των συλλεκτών, C_{col} , αντιπροσωπεύει το κόστος αγοράς των απαραίτητων συλλεκτών και προφανώς είναι διαφορετικό ανάλογα με τον τύπου του συλλέκτη. Εξαρτάται καταρχάς από την συνολική συλλεκτική επιφάνεια και είναι για του επίπεδους συλλέκτες FPC ίσο με 210.4 €/m^2,[54] για τους συλλέκτες κενού ETC ίσο με 700 €/m^2 [55] και για του συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου PTC ίσο με 178 €/m^2. [56]

Επίσης, το κόστος του τροφοδοτικού δοχείου, $C_{solartank}$, εξαρτάται από την χωρητικότητα του δοχείου. Με βάση τα δεδομένα της εταιρίας Cerbos [57] δημιουργήθηκε μια καμπύλη σταθερού κόστους $C_{solartank}$(€) – χωρητικότητας του δοχείου V_{st} (m^3) , η οποία παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα.



Εικ. 4.4 Διάγραμμα σταθερού κόστους $C_{solartank}$ του τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει του όγκου του V_{st} σύμφωνα με στοιχεία της εταιρίας Cerbos .

Για τον υπολογισμό του κόστους των σωληνώσεων, θεωρήθηκε πως χρησιμοποιούνται σωλήνες διαμέτρου Ø23 και μήκους $\mathrm{L} = 25\ \mathrm{m}$. Το κόστος τους, C_{piping} (€) , δίνεται από την εξίσωση:[58]

$$FC_{pipe} = (0.89 + 0.28 \cdot D) \cdot L \tag{4.8}$$

Τέλος το κόστος του συστήματος ORC, C_{orc} , ορίζεται ως το κόστος των επιμέρους στοιχείων που το αποτελούν. Ισχύει δηλαδή:

$$C_{orc} = C_{misc,orc} + C_{piping,orc} + C_{fl,orc} + C_{st,orc} + C_{pump} + C_{motor} + C_{exp} + C_{hex} \tag{4.9}$$

Το κόστος για την αγορά των υπολογιστικών μηχανημάτων και συστημάτων ελέγχου, $C_{misc,orc}$, είναι:[59]

$$C_{misc,orc} = 800\ €$$

Για τον υπολογισμό του κόστους των σωληνώσεων στο σύστημα ORC, θεωρήθηκε πως χρησιμοποιούνται σωλήνες διαμέτρου Ø23 και μήκους $\mathrm{L} = 3.5\ \mathrm{m}$ αλλά και σωλήνες διαμέτρου Ø45 και μήκους $\mathrm{L} = 3.5\ \mathrm{m}$. Ο λόγος ύπαρξης δύο διαφορετικών διαμέτρων σωληνώσεων είναι ότι η σωλήνωση με μεγάλη διάμετρο προορίζεται για τα σημεία όπου το οργανικό μέσο είναι υγρό και η σωλήνωση με την μικρότερη διάμετρο για τα σημεία που είναι αέριο. Αυτό συμβαίνει για 2 λόγους. Πρώτον, γιατί η προτεινόμενη ταχύτητα ροής για τα αέρια είναι αρκετά μεγαλύτερη από την αντίστοιχη για τα ρευστά για λόγους ασφάλειας αλλά και διότι η πυκνότητα και άρα ο όγκος των ρευστών είναι μεγαλύτερος από των αερίων. Το συνολικό κόστος τους, C_{piping} (€) , δίνεται από την εξίσωση:

$$C_{piping,orc} = (0.89 + 0.28 \cdot 22.25) \cdot 3.5 + (0.89 + 0.28 \cdot 44.45) \cdot 3.5 \tag{4.10}$$

Το κόστος για την αγορά του οργανικού μέσου, $C_{fl,orc}$, είναι συνάρτηση του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου του συστήματος ORC και του κόστους αγοράς του οργανικού μέσου.

Το κόστος αγοράς του οργανικού ρευστού παρουσιάζεται για όλα τα υπό μελέτη ρευστά στον παρακάτω πίνακα.

Πιν. 4.1.Κόστος επιλεγμένων οργανικών ρευστών

Οργανικό ρευστό	**Κόστος** $C_{fl}(€/kg)$
R134a	8.45
R245fa	34.08
R227ea	77.67
R152a	5
R236ea	62.38
R1234ze(E)	16.45
RC318	590

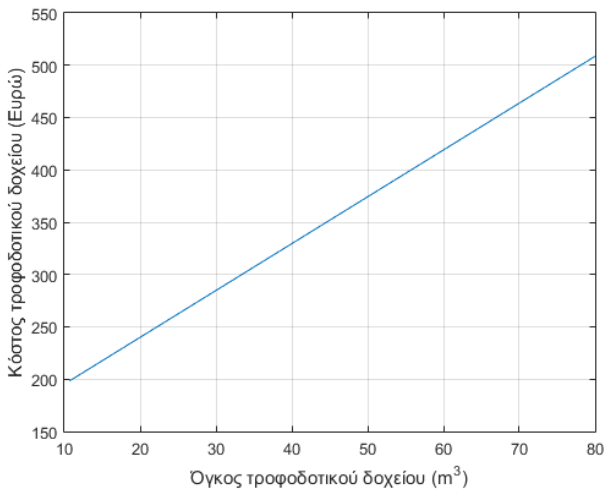
Ο όγκος του τροφοδοτικού δοχείου του συστήματος ORC εκλέχθηκε να είναι ίσος με $V_{st,orc} = 50\ lt$, μία σύνηθες τιμή για εφαρμογές τέτοιου μεγέθους. Απαραίτητο για τους υπολογισμούς ήταν η μετατροπή του κόστους ανά κιλό σε κόστος ανά λίτρο. Για τον λόγο αυτό υπολογίσθηκε η πυκνότητα των παραπάνω ρευστών στις συνθήκες αναφοράς και υπολογίσθηκε το νέο κόστος C'_{fl}

Οπότε το κόστος για την αγορά του οργανικού μέσου, $C_{fl,orc}$, είναι:

$$C_{fl,orc} = 2 \cdot V_{st,orc} \cdot C'_{fl} \tag{4.12}$$

Ο συντελεστής 2 στην παραπάνω εξίσωση χρησιμοποιείται για να υποδείξει ότι το οργανικό μέσο καταλαμβάνει χώρο σε όλα τα στοιχεία του κύκλου αλλά και στο τροφοδοτικό δοχείο. Σύμφωνα με την εμπειρικά δεδομένα ο συνολικός όγκος του εργαζόμενου μέσου επιλέγεται να είναι διπλάσιος από αυτόν του τροφοδοτικού δοχείου.

Το κόστος του τροφοδοτικού δοχείου του κύκλου ORC, $C_{st,orc}$, εξαρτάται από την χωρητικότητα του δοχείου. Με βάση δεδομένα από την εταιρία Zilmet [60] δημιουργήθηκε μια καμπύλη σταθερού κόστους $C_{st,orc}$(€) – χωρητικότητας του δοχείου $V_{st,orc}$ (m^3) , η οποία παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα.



Εικ. 4.5 Διάγραμμα σταθερού κόστους $C_{st,orv}$ του τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει του όγκου του $V_{st,orc}$ σύμφωνα με στοιχεία από την εταιρία Zilmet.

Όπως ειπώθηκε, ο όγκος του τροφοδοτικού δοχείου του συστήματος ORC εκλέχθηκε να είναι ίσος με $V_{st,orc} = 50\ lt$ οπότε το συνολικό κόστος αυτού είναι:

$$C_{st,orc} = 374.3(\ €\ )$$

Το κόστος της αντλίας της εγκατάστασης, C_{pump}, είναι συνάρτηση της ονομαστικής μηχανικής ισχύς της αντλίας $W_{pump,nom}\ (W)$ και υπολογίζεται με την βοήθεια της εξίσωσης:[58]

$$C_{pump} = 900 \cdot (\frac{W_{pump,nom}}{300})^{0.25} \qquad (4.13)$$

Η ονομαστική μηχανικής ισχύς της αντλίας για όλα τα υπό μελέτη εργαζόμενα μέσα παρουσιάζεται στον παρακάτω πίνακα:

Πιν. 4.2. Ονομαστική ισχύς για όλα τα εργαζόμενα μέσα

Οργανικό μέσο	$\boldsymbol{W_{pump,nom}\ (W)}$
R134a	316
R245fa	107.8
R227ea	271
R152a	268.8
R236ea	124.7
R1234ze(E)	245.1
RC318	198.9

Το κόστος των κινητήρων-γεννητριών της εγκατάστασης, C_{motor}, είναι συνάρτηση της ονομαστικής ηλεκτρικής ισχύς που καταναλώνουν η παράγουν αντίστοιχα. Στην εγκατάσταση υπάρχουν ένας κινητήρας συνδεδεμένο με την αντλία και μία γεννήτρια συνδεδεμένη με τον εκτονωτή. Επομένως το συνολικό κόστος υπολογίζεται με την βοήθεια της εξίσωσης (4.9).

$$C_{motor} = 71.7P_{el,motor}^{0.95} + 71.7P_{el,gen}^{0.95} \qquad (4.14)$$

Τα στοιχεία που απαιτούνται για τον υπολογισμό της παραπάνω εξίσωσης για κάθε οργανικό μέσο παραθέτονται στο κεφάλαιο 3 στους σχετικούς πίνακες. Σημειώνεται ότι η ισχύς απαιτείται να είναι υπολογισμένη σε KW

Το κόστος του εκτονωτή της εγκατάστασης, C_{exp}, είναι συνάρτηση του όγκου σάρωσης $V_{s,exp}$ και δίνεται από τον τύπο(4.15)**:**

$$C_{exp} = 1.5 \cdot (225 + 170 \cdot V_{s,exp}) \qquad (4.15)$$

Τα στοιχεία που απαιτούνται για τον υπολογισμό της παραπάνω εξίσωσης για κάθε οργανικό μέσο παραθέτονται στο κεφάλαιο 3 στους κατάλληλους πίνακες. Σημειώνεται ότι ο όγκος σάρωσης υπολογίζεται σε m^3.

Τέλος το κόστος των εναλλακτών θερμότητας της εγκατάστασης, C_{hex}, είναι συνάρτηση της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας, A_{hex}, του εναλλάκτη. Το συνολικό κόστος των εναλλακτών θερμότητας υπολογίζεται με την βοήθεια της εξίσωσης: [59]

$$C_{hex} = (190 + 310 \cdot A_{evap}) + (190 + 310 \cdot A_{cond}) \quad (4.16)$$

Για τον υπολογισμό των συνολικών επιφανειών θερμότητας αφού ανατρέξουμε στους πίνακες του κεφάλαιου 3, σημειώνεται ο απαραίτητος αριθμός πλακών και το μοντέλο του εναλλάκτη και προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα για κάθε οργανικό μέσο:

Πιν. 4.3. Συνολική επιφάνεια εναλλακτών θερμότητας για όλα τα οργανικά ρευστά

Οργανικό μέσο	A_{evap} **(m^2)**	A_{cond} **(m^2)**
R134a	1.628	5.556
R245fa	1.84	3.846
R227ea	1.628	4.823
R152a	1.628	4.334
R236ea	1.628	3.874
R1234ze(E)	1.628	5.311
RC318	1.628	4.334

Αθροίζοντας όλα τα παραπάνω προκύπτει το αρχικό σταθερό κόστος αγοράς της επένδυσης. Όπως προείπαμε το κόστος αυτό το διαιρείται με 0.7 για να συμπεριλάβει τα εργατικά κόστη και τα ετήσια κόστη συντήρησης.

Τέλος απαιτείται να υπολογιστεί το ετήσιο κέρδος της εγκατάστασης. Αυτό προκύπτει από τον πολλαπλασιασμό της παραγόμενης καθαρής ισχύς από τον κύκλο ORC με την τιμή του ρεύματος σε €/kWh της εκάστοτε χώρας για τη διάρκεια ενός χρόνου.

Οι τιμές του ρεύματος δικτύου τόσο για νοικοκυριά όσο και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat [61] παρουσιάζονται παρακάτω:

Electricity prices, Second semester of 2015-2017
(EUR per kWh)

	Households(¹)			Non-households(²)		
	2015S2	2016S2	2017S2	2015S2	2016S2	2017S2
EU-28	0.2103	0.2053	0.2048	0.1183	0.1133	0.1121
Euro area	0.2209	0.2203	0.2181	0.1230	0.1197	0.1183
Belgium	0.2352	0.2745	0.2877	0.1081	0.1158	0.1087
Bulgaria	0.0957	0.0938	0.0983	0.0782	0.0788	0.0742
Czech Republic	0.1408	0.1421	0.1488	0.0783	0.0732	0.0710
Denmark	0.3042	0.3084	0.3010	0.0906	0.0936	0.0978
Germany	0.2946	0.2977	0.3048	0.1493	0.1492	0.1514
Estonia	0.1291	0.1238	0.1319	0.0958	0.0896	0.0846
Ireland	0.2454	0.2338	0.2355	0.1357	0.1245	0.1241
Greece	0.1771	0.1723	0.1620	0.1150	0.1115	0.1190
Spain	0.2370	0.2284	0.2177	0.1133	0.1029	0.1032
France	0.1682	0.1711	0.1756	0.0951	0.0903	0.0920
Croatia	0.1312	0.1331	0.1236	0.0928	0.0877	0.0920
Italy	0.2428	0.2340	0.2080	0.1597	0.1556	0.1449
Cyprus	0.1838	0.1621	0.1826	0.1412	0.1295	0.1392
Latvia	0.1650	0.1624	0.1582	0.1183	0.1201	0.1159
Lithuania	0.1243	0.1171	0.1107	0.0997	0.0882	0.0825
Luxembourg	0.1767	0.1698	0.1618	0.0893	0.0858	0.0803
Hungary	0.1145	0.1125	0.1134	0.0870	0.0796	0.0779
Malta	0.1269	0.1274	0.1364	0.1405	0.1399	0.1377
Netherlands	0.1846	0.1592	0.1556	0.0846	0.0805	0.0764
Austria	0.1983	0.2010	0.1978	0.1047	0.1004	0.0997
Poland	0.1418	0.1352	0.1451	0.0861	0.0815	0.0862
Portugal	0.2285	0.2298	0.2230	0.1154	0.1132	0.1147
Romania	0.1319	0.1233	0.1289	0.0802	0.0771	0.0786
Slovenia	0.1631	0.1629	0.1613	0.0870	0.0832	0.0784
Slovakia	0.1517	0.1537	0.1442	0.1122	0.1112	0.1113
Finland	0.1530	0.1545	0.1599	0.0706	0.0694	0.0676
Sweden	0.1874	0.1962	0.1993	0.0590	0.0656	0.0647
United Kingdom	0.2183	0.1831	0.1856	0.1520	0.1278	0.1246
Iceland	0.1265	0.1478	0.1518	:	0.0652	:
Liechtenstein	0.1803	0.1678	:	0.1612	0.1479	:
Norway	0.1434	0.1631	0.1605	0.0685	0.0813	0.0703
Montenegro	0.0988	0.0970	0.1003	0.0764	0.0782	0.0770
Former Yugoslav Republic of Macedonia	0.0835	0.0828	0.0811	0.0811	0.0521	0.0561
Albania	0.0819	0.0835	0.0856	:	:	:
Serbia	0.0645	0.0654	0.0695	0.0678	0.0470	0.0751
Turkey	0.1222	0.1205	0.0959	0.0702	0.0725	0.0601
Bosnia and Herzegovina	0.0828	0.0844	:	0.0613	0.0607	:
Kosovo*	0.0614	0.0592	0.0654	0.0809	0.0771	0.0799
Moldova	0.0881	0.0923	0.1013	0.0765	0.0778	0.0852
Ukraine	:	0.0320p	0.0383	:	:	:

(*) This designation is without prejudice to positions on status, and is in line with UNSCR 1244/1999 and the ICJ Opinion on the Kosovo Declaration of Independence.

(:) not available
(p) Provisionnal
(¹) Annual consumption: 2 500 kWh < consumption < 5 000 kWh.
(²) Annual consumption: 500 MWh < consumption < 2 000 MWh.
Source: Eurostat (online data codes: nrg_pc_204 and nrg_pc_205)

eurostat

Εικ. 4.6 Τιμή του ρεύματος δικτύου για νοικοκυριά και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat, για τα δεύτερα εξάμηνα των ετών 2015-2017 .

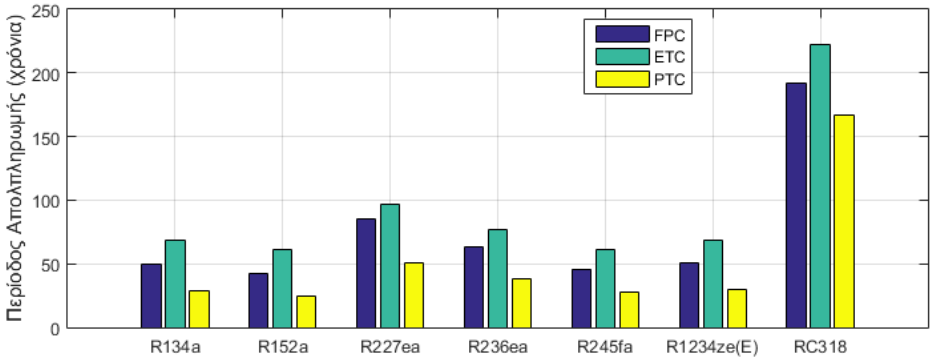
Σύμφωνα με την παραπάνω εικόνα, επιλέγεται η πιο επίκαιρη τιμή κόστους που αφορά το έτος 2017 και επιλέγεται το κόστος για τους καταναλωτές. Επομένως στο παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται το κόστος, C_{el}, για τις χώρες οι οποίες μελετώνται στην παρούσα διπλωματική:

Πιν. 4.4.Τιμή πώλησης ηλεκτρικού ρεύματος για τις υπό μελέτη χώρες

	Ελλάδα	Τουρκία	Κύπρος
Τιμή Ηλεκτρικού ρεύματος (€/kWh)	0.162	0.0959	0.1826

Τελικά ο τύπος [4.6] μπορεί πλέον να γραφτεί ως εξής:

$$PbP = \frac{\frac{C_{tot}}{0.7}}{W_{net,tot} \cdot C_{el}} \tag{4.17}$$



Εικ. 4.7 Προκαταρκτικό διάγραμμα περιόδου αποπληρωμής για την πόλη της Αθήνας, για όλα τα ρευστά.

Από το παραπάνω διάγραμμα φαίνεται ότι οι περιπτώσεις με συλλέκτες ETC έχουν αυξημένη περίοδο αποπληρωμής. Κάτι που είναι απολύτως φυσιολογικό αφού οι συλλέκτες αυτοί έχουν πολλαπλάσιο αρχικό κόστος αγοράς. Επιπλέον φαίνεται ότι το οργανικό ρευστό RC318 έχει περίοδο αποπληρωμής τουλάχιστον διπλάσια από οποιαδήποτε άλλο ρευστό. Η περίοδος αποπληρωμής του στην καλύτερη περίπτωση είναι 170 περίπου χρόνια, ένα διάστημα απαγορευτικό ακόμα και για περαιτέρω μελέτη στην συνέχεια των υπολογισμών. Για αυτόν τον λόγο η μελέτη που θα γίνει στην συνέχεια θα αφορά μόνο τα υπόλοιπα ρευστά εκτός του RC318.

4.3. Γενετικός Αλγόριθμος

Για τον υπολογισμό των βέλτιστων λύσεων της εγκατάστασης που μελετάται τόσο από οικονομική όσο και από εξεργειακή άποψη δημιουργήθηκε αλγόριθμος πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης στο περιβάλλον της Matlab. Για κάθε ξεχωριστό σενάριο αναπτύχθηκε ένας γενετικός αλγόριθμος εισάγοντας σαν δείκτες τα στοιχεία για τις τέσσερις πόλεις, τους τρεις συλλέκτες και τα 6 ρευστά που επιλέχθηκαν να μελετηθούν.

Οι γενετικοί αλγόριθμοι αποτελούν μια μέθοδο για την επίλυση προβλημάτων βελτιστοποίησης. Ο αλγόριθμος τροποποιεί επανειλημμένα έναν πληθυσμό ξεχωριστών λύσεων του συστήματος και σε κάθε βήμα επιλέγει τυχαία λύσεις του συστήματος από τον εκάστοτε πληθυσμό λύσεων και τα χρησιμοποιεί ως "γονείς" για να παράγουν τα "παιδιά" για την επόμενη γενιά. Σε διαδοχικές γενιές λοιπόν, ο πληθυσμός "εξελίσσεται" προς μια βέλτιστη λύση.

Στην συγκεκριμένη περίπτωση όπως αναφέρθηκε νωρίτερα ο γενετικός αλγόριθμος έχει δύο μεταβλητές εξόδου (βελτιστοποίησης):

- τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος, n_{ex}
- την περίοδο αποπληρωμής της επένδυσης, PbP

Τα μεγέθη αυτά βελτιστοποιούνται ως παράμετροι δύο μεταβλητών εισόδου στον γενετικό αλγόριθμο:

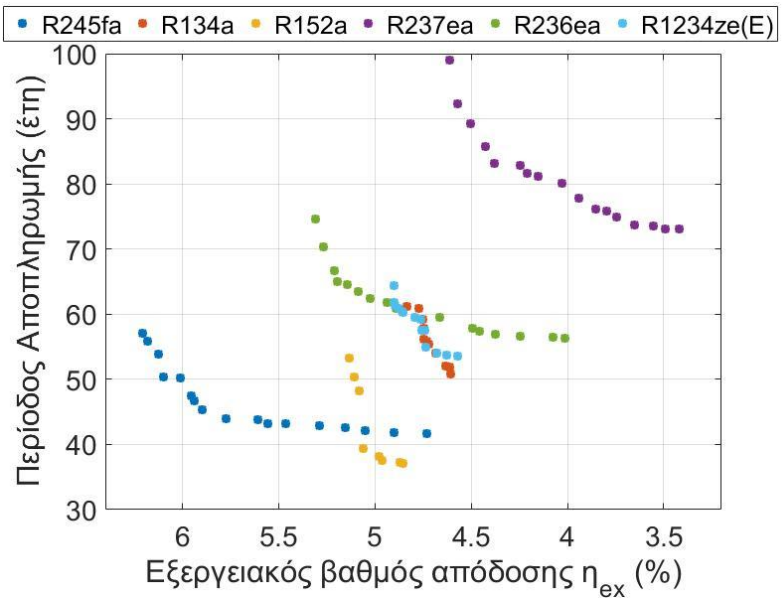
- της συνολικής συλλεκτικής επιφάνειας του συστήματος, A_{col}
- του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου του συστήματος, V_{st}

Η αναζήτηση λύσεων ανάλογα των δύο μεταβλητών εισόδου γίνεται ανάμεσα σε κάποια προκαθορισμένα όρια. Τα όρια αυτά είναι:

- Για την συνολική συλλεκτική επιφάνεια οι πιθανές λύσεις περιορίστηκαν στο διάστημα [5,400] m^2 καθώς χρήση λιγότερων των 5 m^2 συλλεκτών δεν έχει πρακτική ουσία ενώ χρήση παραπάνω των 400 m^2 δεν προορίζεται για τροφοδοσία μικρής κλίμακας συστημάτων ORC
- Για τον όγκο του τροφοδοτικού δοχείου οι πιθανές λύσεις περιορίστηκαν στο διάστημα [0.2, 10] m^3 καθώς μικρότερο δοχείο δεν έχει πρακτική εφαρμογή ενώ μεγαλύτερο δεν συνίσταται να χρησιμοποιηθεί σε συστήματα τέτοιου μεγέθους.

Από το σύνολο των πιθανών λύσεων ο αλγόριθμος ρυθμίστηκε ώστε να επιλέγει ως πληθυσμό 50 πιθανές λύσεις ώστε να δημιουργηθεί η επόμενη γενιά. Επιλέχθηκε επίσης ο αλγόριθμος να ολοκληρώνεται ύστερα από 10 γενιές.

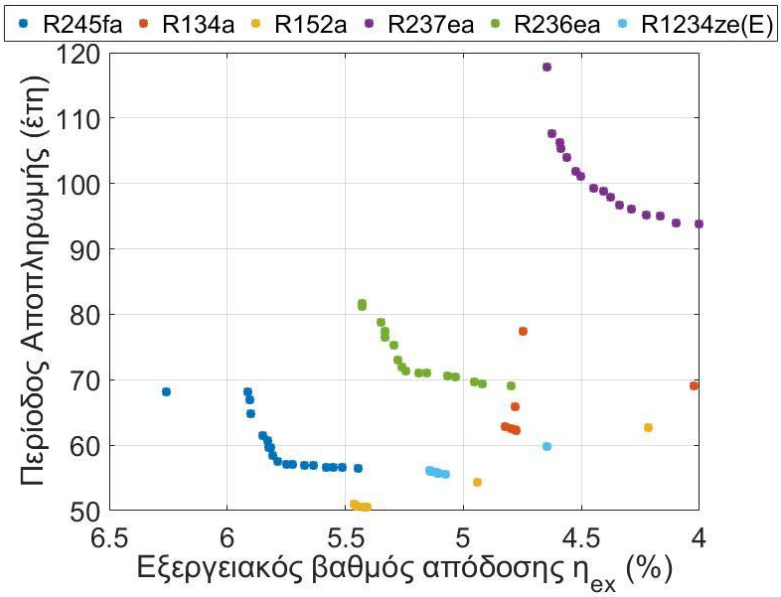
Τα αποτελέσματα που προέκυψαν, από την βελτιστοποίηση των μεταβλητών εξόδου, ομαδοποιούνται ως προς τα εργαζόμενα οργανικά μέσα για ελαχιστοποίηση της παρουσίασης. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα παρακάτω διαγράμματα:



Εικ. 4.8 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Αθήνας.

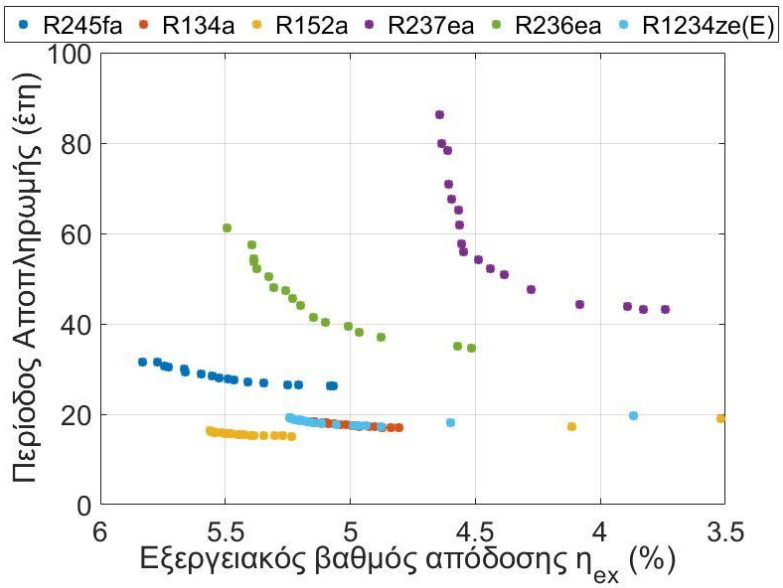
Όπως παρατηρείται για όλα τα οργανικά μέσα παρατηρείται η ίδια μονοτονία του μετώπου των βέλτιστων λύσεων που προκύπτουν. Η μονοτονία αυτή προσδιορίζει ότι αρχικά για υψηλούς εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης έχουμε και μεγάλους χρόνους αποπληρωμής. Οι χρόνοι αποπληρωμής μειώνονται σταδιακά όπως όμως και οι εξεργειακοί βαθμοί έως ένα σημείο καμπής μετά το πέρας του οποίου παρά την μείωση του εξεργειακού βαθμού, επέρχεται αύξηση της περιόδου αποπληρωμής και μάλιστα με ραγδαίος ρυθμούς. Αυτή η μορφή της καμπύλης εξηγείται από το γεγονός ότι οι ηλιακοί συλλέκτες έχουν μικρό

εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Ενώ επομένως δεσμεύουν περισσότερη θερμότητα και αποδίδουν έτσι μεγαλύτερη ισχύ, μειώνουν σημαντικά τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Μάλιστα παρατηρείται ένα σημείο κορεσμού μετά το πέρας του οποίου η επιπλέον τοποθέτηση συλλεκτών όχι μόνο δεν μειώνει το κόστος, αφού έχει τεθεί μέγιστη θερμοκρασία νερού στο σύστημα ηλιακής αξιοποίησης, αλλά λόγω και του ακριβού τους κόστους αυξάνει ραγδαία την περίοδο αποπληρωμής. Παρατηρείται επιπλέον ότι τα οργανικά μέσα που θεωρούνται τα «βέλτιστα» είναι τα R245fa και R152a ενώ τα χείριστα είναι τα R326ea και R227ea. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι τα δεύτερα ήταν πολύ πιο ακριβά από τα υπόλοιπα, έως και 10 φορές πιο ακριβά, και η ισχύς που απέδιδαν όχι μόνο δεν ήταν αναλογικά μεγαλύτερη από τα υπόλοιπα, αλλά σε σύγκριση με μερικά ρευστά ήταν και κατάτι μικρότερη. Αντιθέτως τα «βέλτιστα» οργανικά μέσα είχαν την καλύτερη αποδιδόμενη ισχύ και ήταν αρκετά φθηνότερα. Το R152a συγκεκριμένα ήταν το φθηνότερο από τα επιλεγόμενα προς μελέτη οργανικά μέσα. Η καλύτερη δυνατή επιλογή με κριτήριο την περίοδο αποπληρωμής είναι τα 37 περίπου χρόνια για το R152a με εξεργειακό βαθμό απόδοσης 5.1%, ενώ με κριτήριο επιλογής τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης είναι 6.13 για το R245fa με περίοδο αποπληρωμής τα 54 έτη. Σε μία πρώτη ανάλυση και οι 2 επενδύσεις λογίζονται ως μη συμφέρουσες λόγω του μεγάλου χρόνου αποπληρωμής.



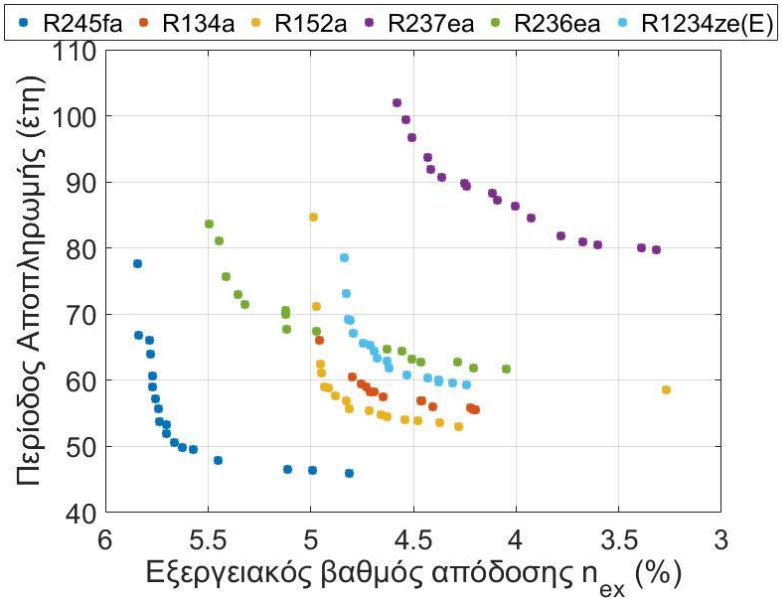
Εικ. 4.9 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Αθήνας.

Τα εργαζόμενα μέσα που θεωρούνται βέλτιστα και χείριστα παραμένουν τα ίδια, με μόνη προσθήκη ότι παρατηρείται ότι το ρευστό R1234ze(E) έχει επίσης πολύ καλό χρόνο αποπληρωμής, αν και παρουσιάζει σχετικά μικρότερο εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Ο εξεργειακός βαθμός κυμαίνεται στις ίδιες τιμές περίπου αν και δείχνει μια γενικότερη τάση αύξησης. Η περίοδος αποπληρωμής όμως είναι μεγαλύτερη για όλα τα ρευστά καθώς οι συλλέκτες ETC έχουν αρχικό κόστος περίπου 3 φορές μεγαλύτερο από τους FPC.



Εικ. 4.10 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Αθήνας.

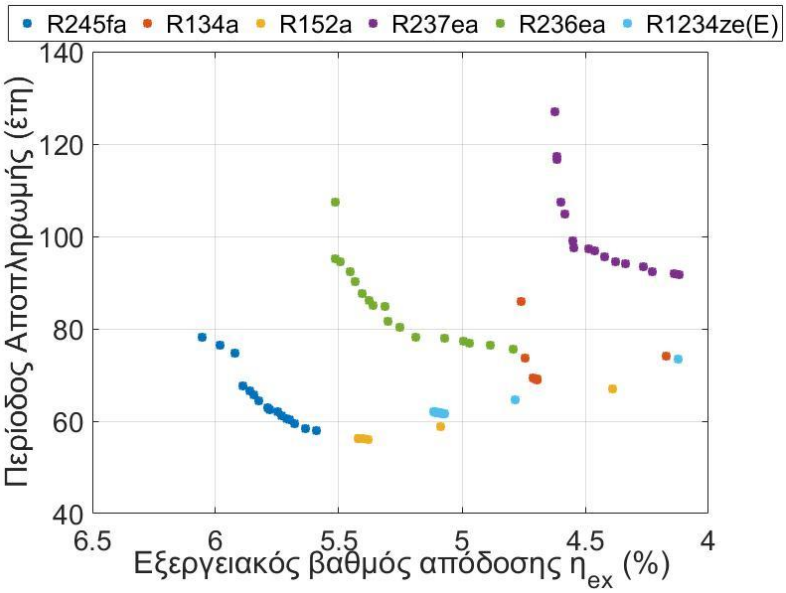
Τα εργαζόμενα όμως μέσα που θεωρούνται βέλτιστα είναι τα R152a, R1234ze(E) και R134a τα οποί είναι και τα πιο οικονομικά. Ο εξεργειακός βαθμός φαίνεται να παραμένει σταθερός η περίοδος αποπληρωμής όμως παρουσιάζει ραγδαία πτώση με την βέλτιστη λύση να είναι τα 16 περίπου χρόνια με εξεργειακό βαθμό περίπου 5.6%. Μία τέτοια τιμή για την περίοδο αποπληρωμής καθιστά την επένδυση βιώσιμη και ικανή για περαιτέρω ανάλυση για το αν συμφέρει η όχι.



Εικ. 4.11 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Θεσσαλονίκης.

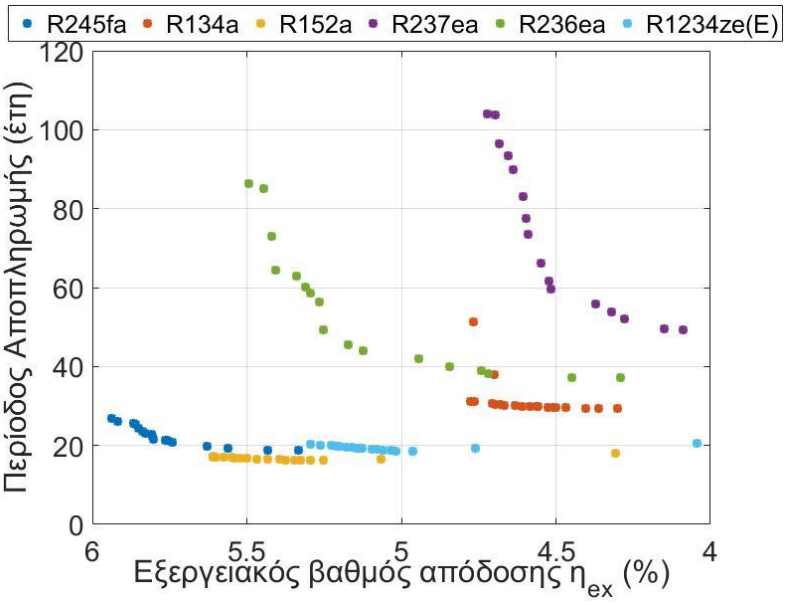
Το εργαζόμενο μέσο που θεωρείται βέλτιστο είναι το R245fa. Η ελάχιστη περίοδο αποπληρωμής είναι τα 46 έτη με εξεργειακό βαθμό 5.1%. Οι διαφορές με το αντίστοιχο διάγραμμα της Αθήνας δεν είναι μεγάλες καθώς το κόστος του ηλεκτρικού ρεύματος

παραμένει το ίδιο. Η διαφορά στην ηλιοφάνεια των δύο περιοχών προκαλεί τις όποιες διαφορές υφίστανται.



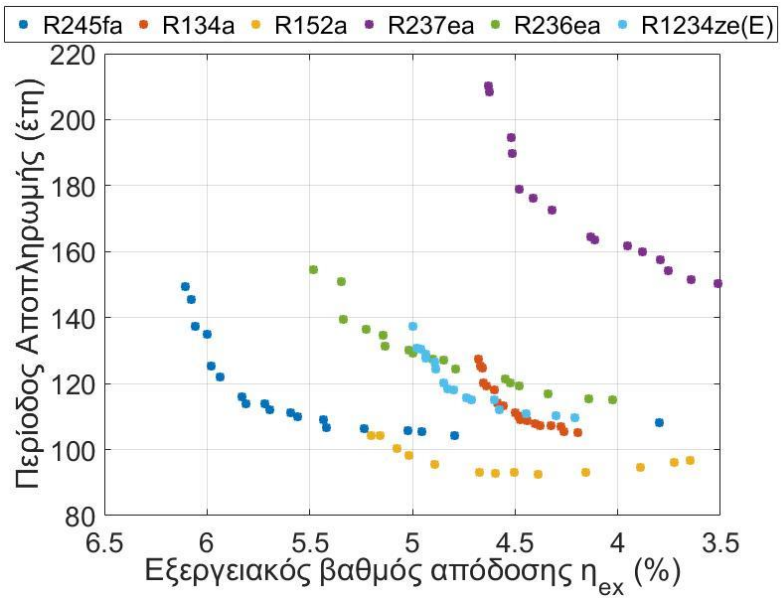
Εικ. 4.12 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Θεσσαλονίκης.

Ο εξεργειακός βαθμός παρουσιάζει μία μικρή αύξηση σε σχέση με τους συλλέκτες FPC. Η περίοδος αποπληρωμής όπως είναι φυσικό αυξήθηκε και ξεπέρασε αρκετά τα 50 έτη. Βέλτιστα ρευστά θεωρούνται ξανά τα R245fa και R152a.



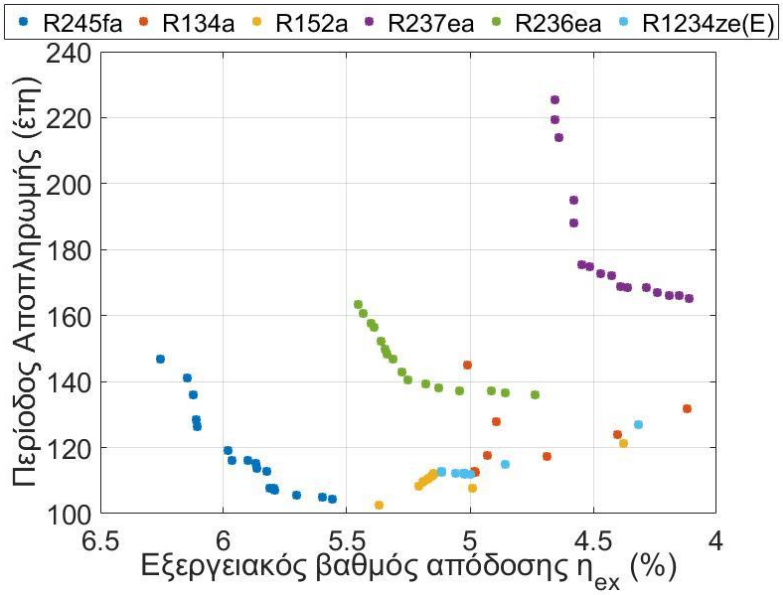
Εικ. 4.13 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Θεσσαλονίκης.

Η περίοδος αποπληρωμής μειώθηκε αισθητά, ελάχιστα αυξημένη σε σχέση με την Αθήνα, προφανώς λόγω ηλιοφάνειας. Η καλύτερη περίοδος αποπληρωμής είναι μεγαλύτερη από 16 έτη. Βέλτιστα θεωρούνται τα ρευστά R245fa, R152a και R1234aze(E).



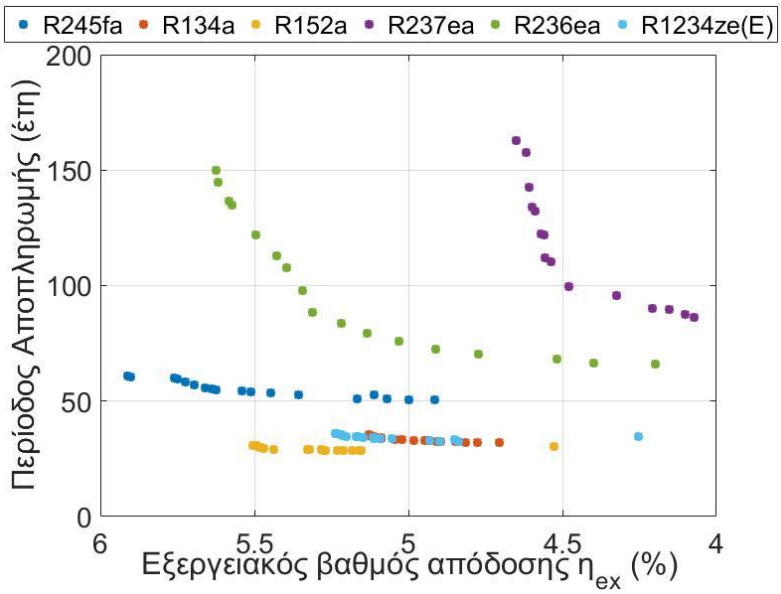
Εικ. 4.14 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Κωνσταντινούπολη.

Για την περίπτωση της Κωνσταντινούπολης ο εξεργειακός βαθμός είναι παρόμοιος με αυτόν της Αθήνας και ελαφρώς καλύτερος από της Θεσαλλονίκης. Η περίοδος αποπληρωμής όμως είναι υπερβολικά μεγαλύτερη, 92 έτη η βέλτιστη, λόγω του αρκετά μικρότερου κόστους του ηλεκτρικού ρεύματος στην Τουρκία. Βέλτιστα θεωρούνται, όπως και σε κάθε περίπτωση FPC, τα ρευστά R245fa και R152a.



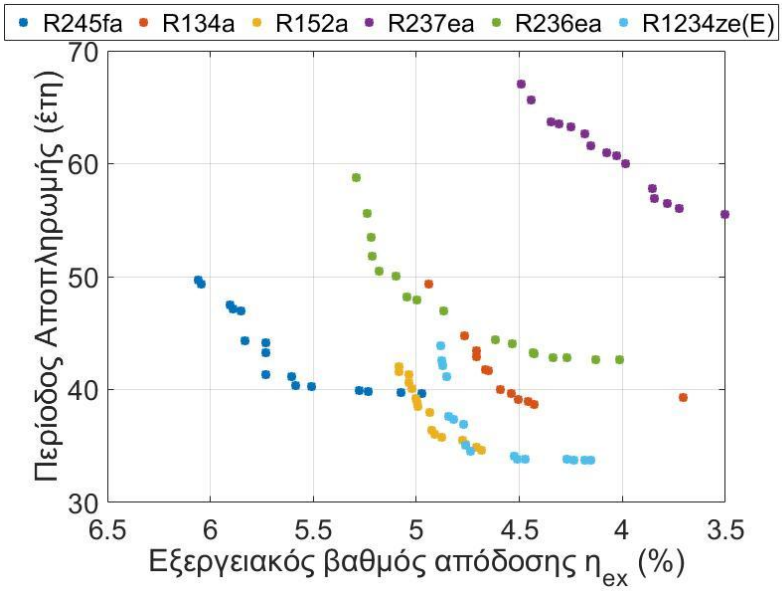
Εικ. 4.15. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Κωνσταντινούπολη

Ο εξεργειακός βαθμός παρουσιάζεται σχετικά αμετάβλητος. Η περίοδος αποπληρωμής όπως είναι φυσικό αυξήθηκε και ξεπέρασε τα 100 έτη. Βέλτιστα ρευστά θεωρούνται ξανά τα R245fa και R152a.



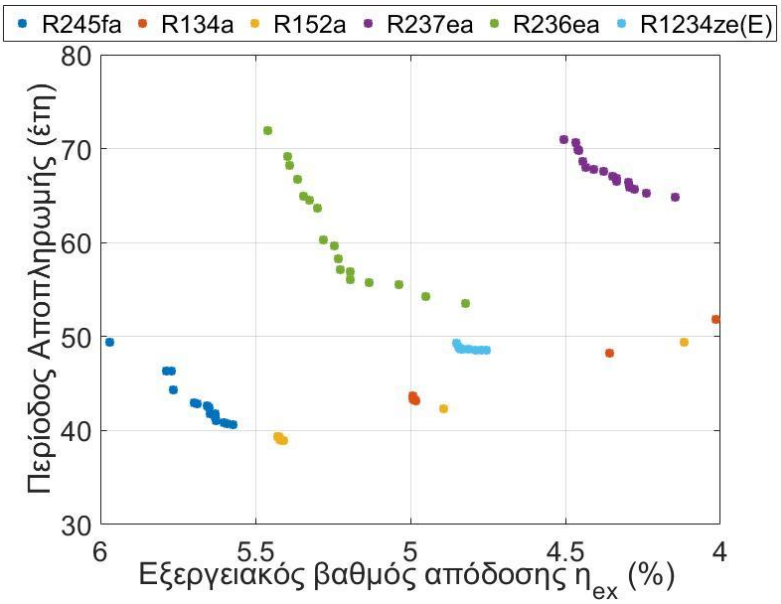
Εικ. 4.16 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Κωνσταντινούπολη.

Ο εξεργειακός βαθμός παρουσιάζεται σχετικά αμετάβλητος. Η περίοδος αποπληρωμής υφίσταται μία ραγδαία πτώση και υποτριπλασιάζεται, φθάνοντας τα 28 έτη. Η γενικότερη μορφή του διαγράμματος είναι ίδια με την αντίστοιχη της Αθήνας.



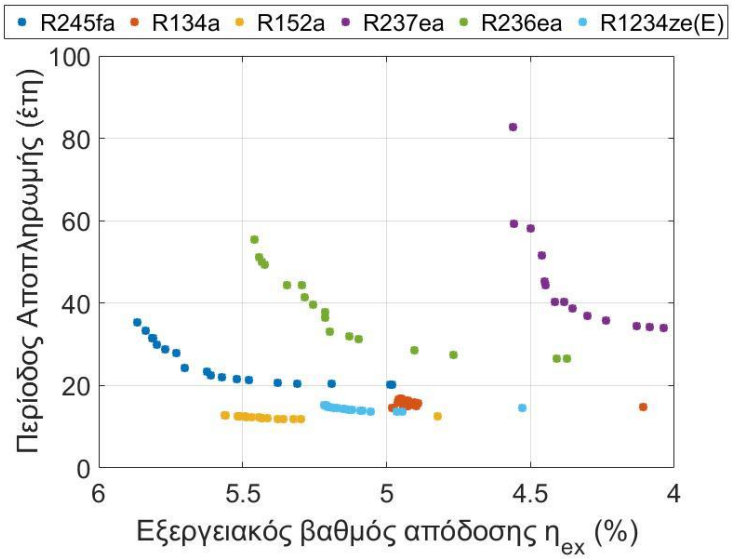
Εικ. *4.17 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Λάρνακας.*

Βέλτιστα θεωρούνται τα ρευστά R245fa, R152a και R1234ze(E). Ακόμη η επένδυση έχει υψηλή περίοδο αποπληρωμής,33 χρόνια, μειούμενη βέβαια σε σχέση με τις αντίστοιχες σε άλλες πόλεις λόγω του υψηλού κόστους ρεύματος.



Εικ. 4.18 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Λάρνακας.

Ο εξεργειακός βαθμός αυξήθηκε σχετικά. Η περίοδος αποπληρωμής όπως είναι φυσικό αυξήθηκε βέλτιστη τιμή είναι τα 40 περίπου έτη. Βέλτιστα ρευστά θεωρούνται ξανά τα R245fa και R152a.

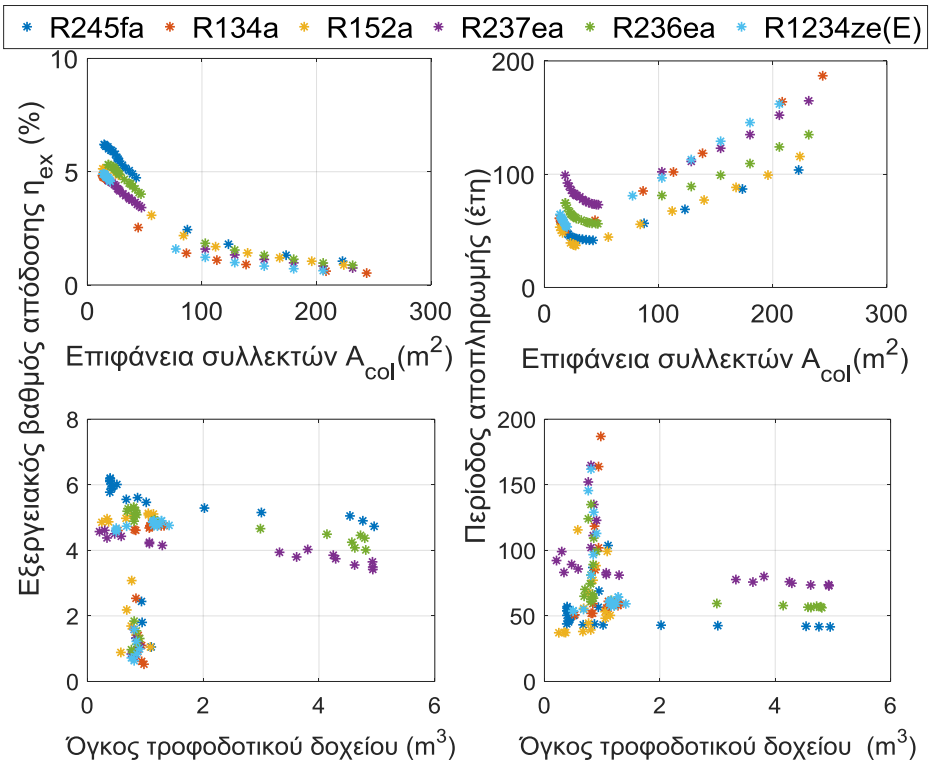


Εικ. 4.19 Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Λάρνακας.

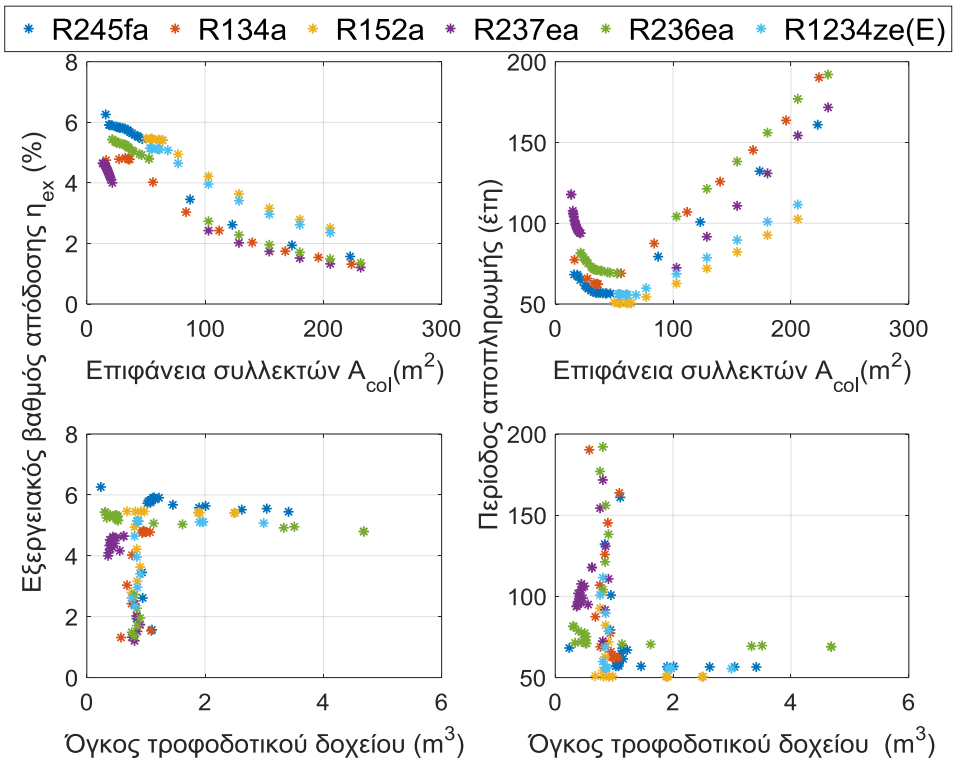
Ο εξεργειακός βαθμός παρουσιάζεται σχετικά αμετάβλητος. Η περίοδος αποπληρωμής όμως παρουσιάζει συνολικά την βέλτιστη τιμής της. Για το οργανικό μέσο R152a που θεωρείται βέλτιστο, έχει περίοδο αποπληρωμής τα 12 χρόνια και εξεργειακό βαθμό απόδοσης 5.5%.

Όπως αναφέρθηκε νωρίτερα, ο γενετικός αλγόριθμος είχε ως μεταβλητές εισόδου την συνολική συλλεκτική επιφάνεια και τον όγκο του τροφοδοτικού δοχείου, ενώ ως μεταβλητές εξόδου τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης και την περιόδου αποπληρωμής. Τα

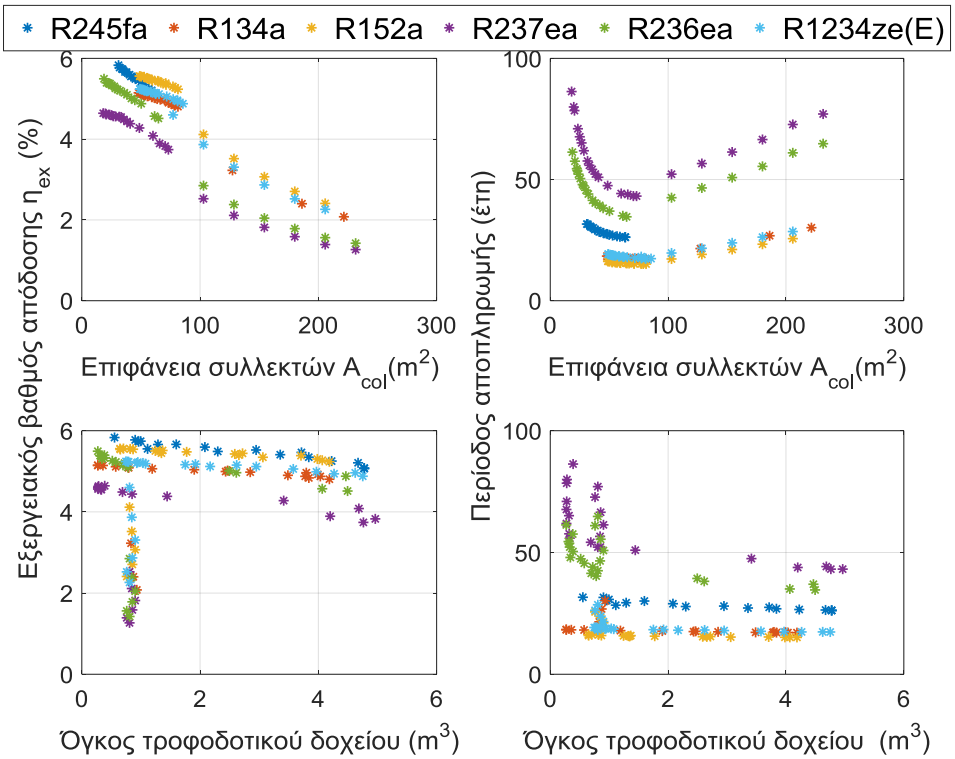
παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζουν κάθε φορά μια μεταβλητή εξόδου συναρτήσει μίας μεταβλητής εισόδου.



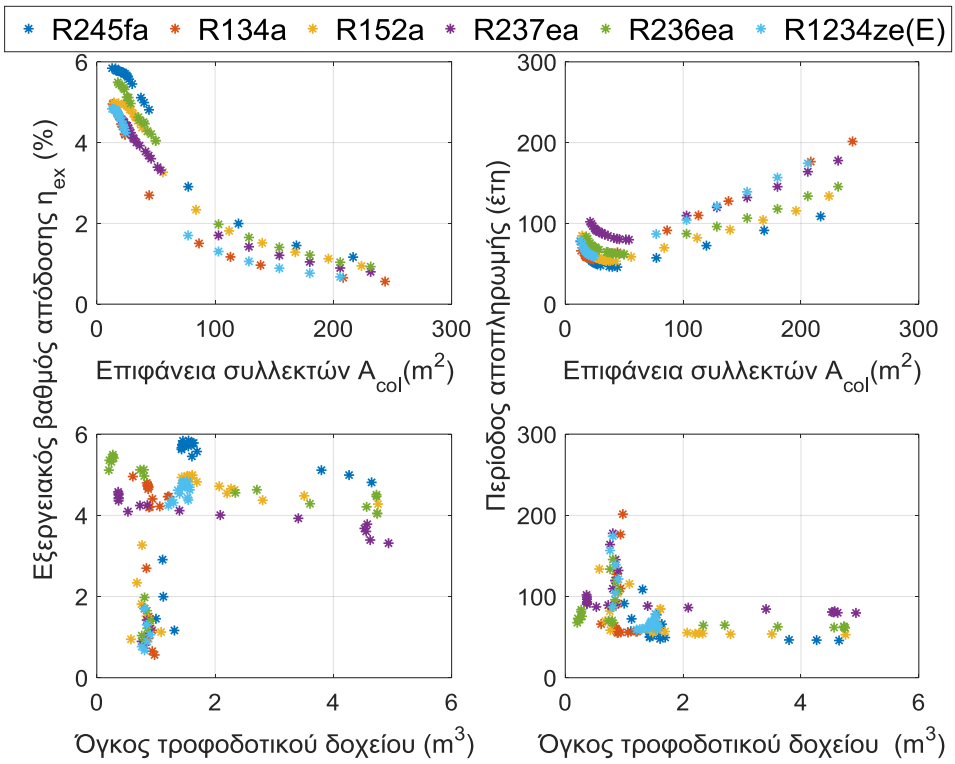
Εικ. 4.20 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Αθήνα.



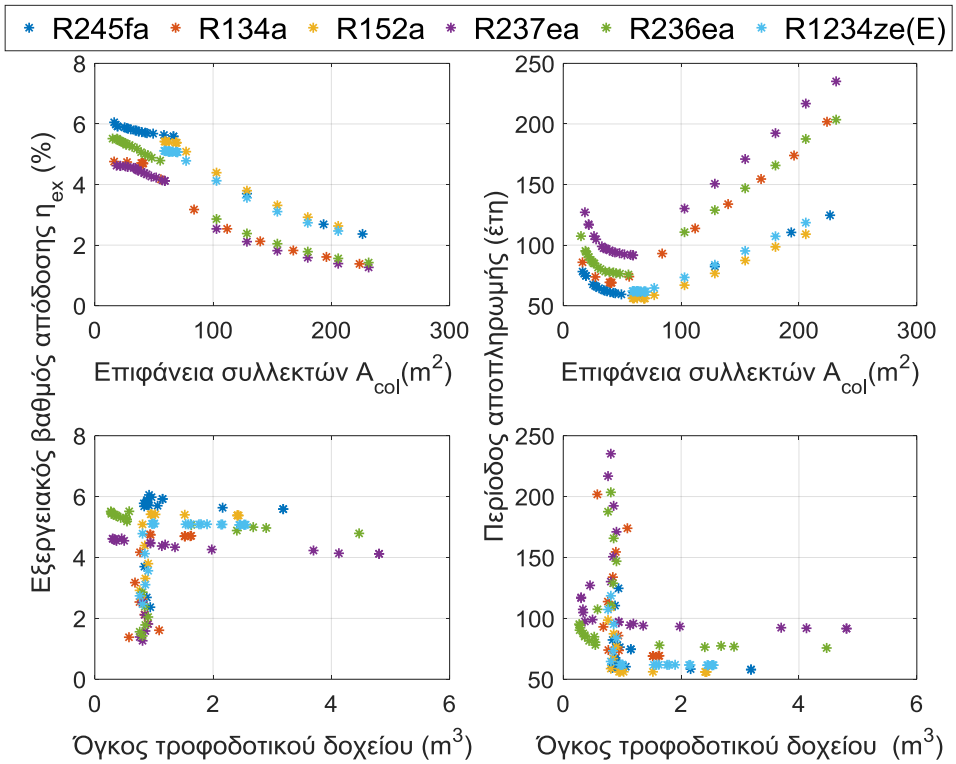
Εικ. 4.21 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Αθήνα.



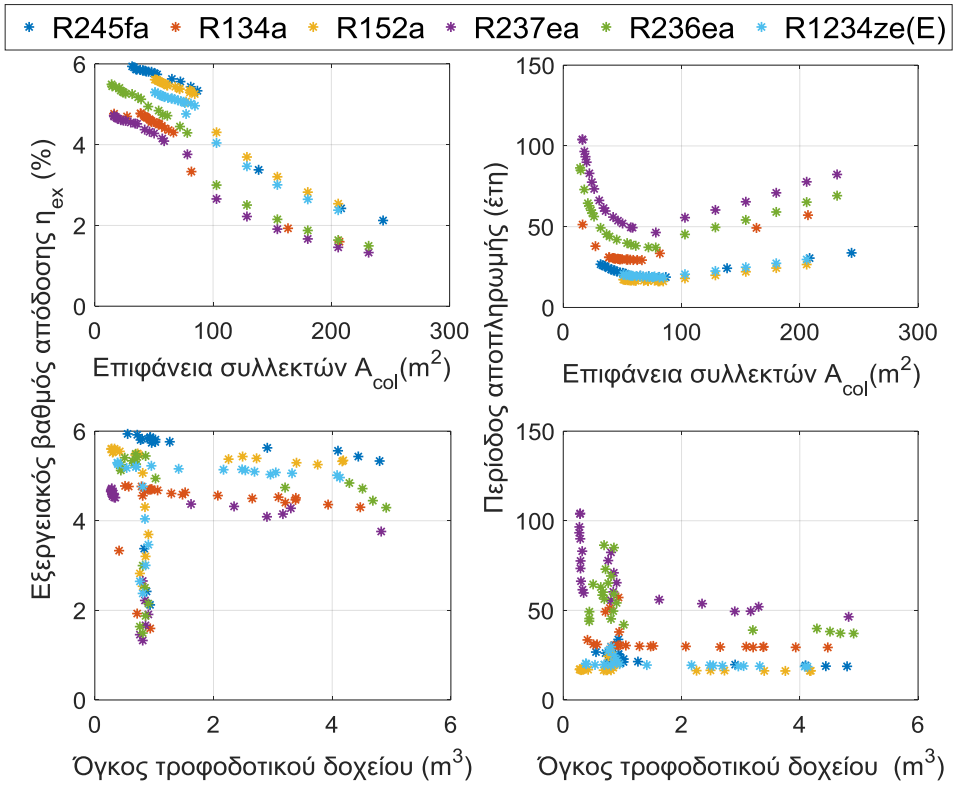
Εικ. 4.22 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Αθήνα.



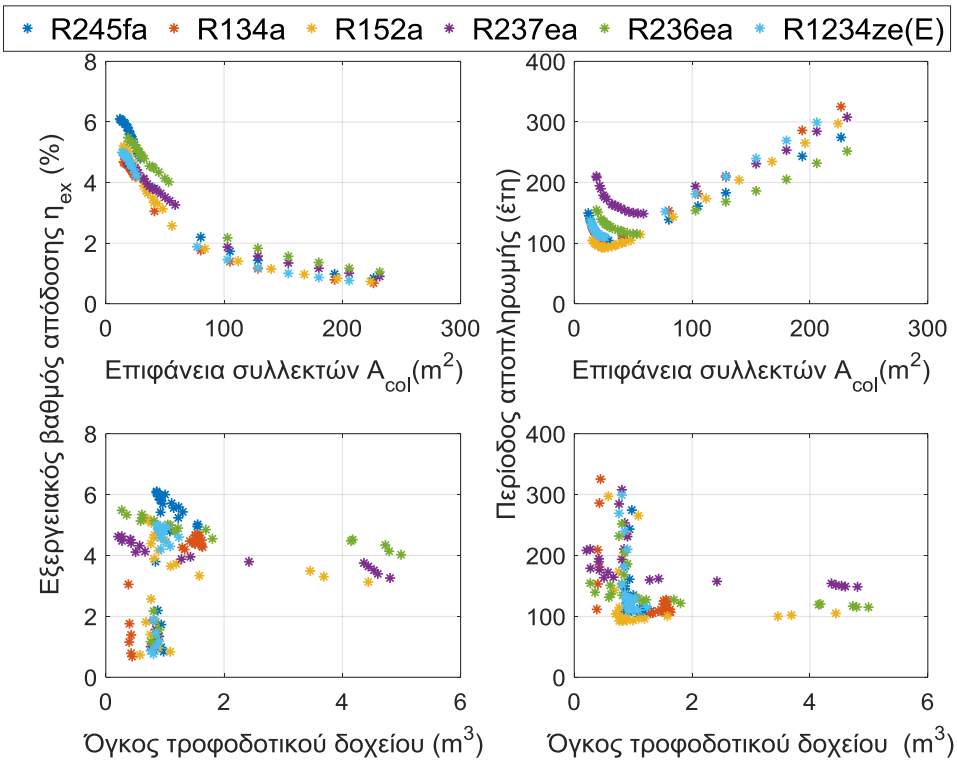
Εικ. 4.23 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Θεσσαλονίκης.



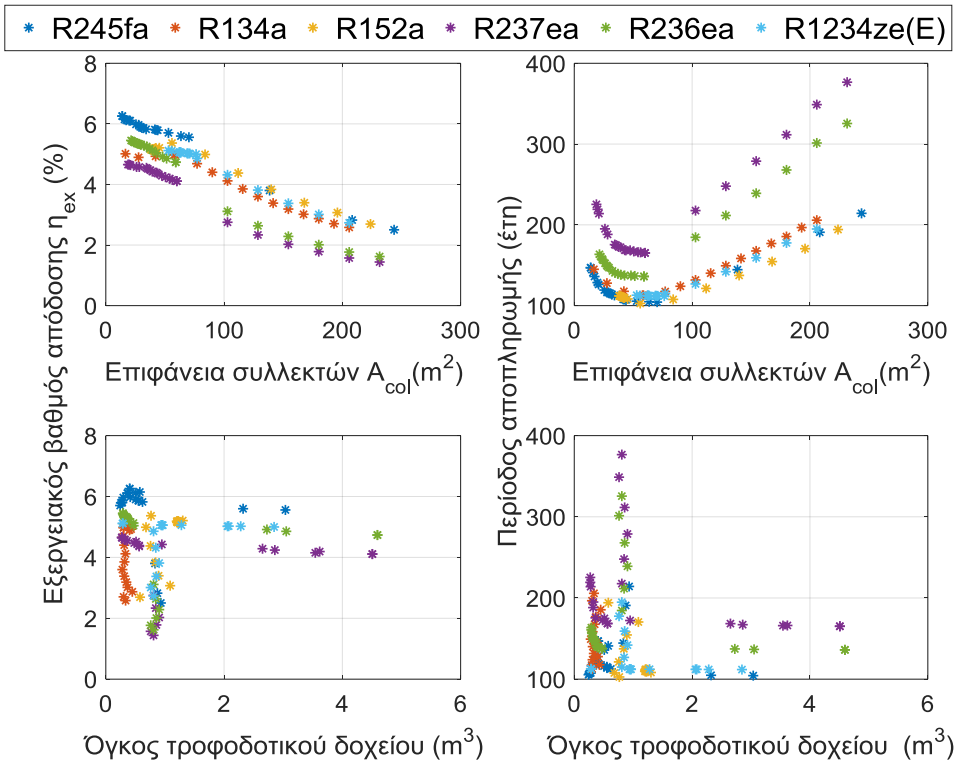
Εικ. 4.24 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Θεσσαλονίκης.



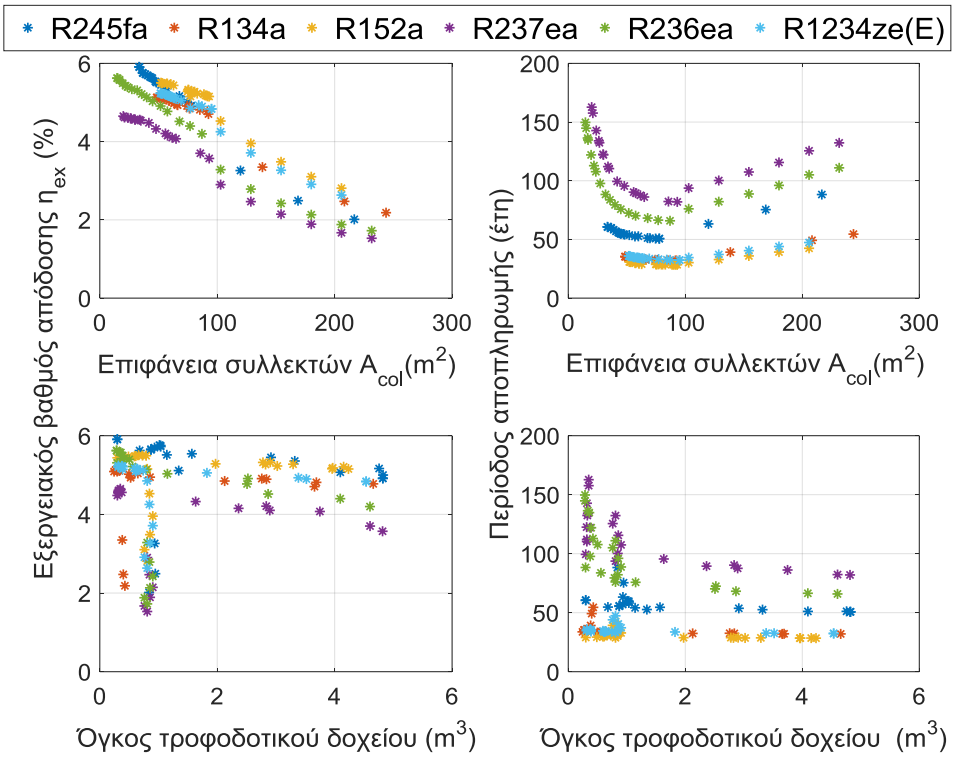
Εικ. 4.25 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Θεσσαλονίκης.



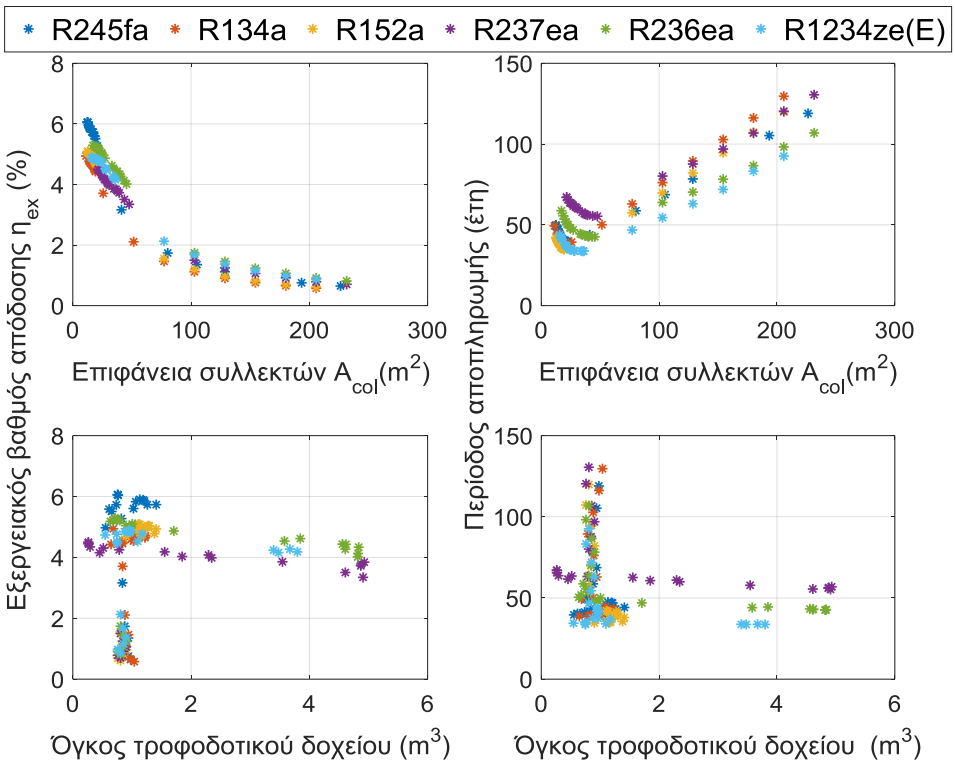
Εικ. 4.26 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Κωσταντινούπολης.



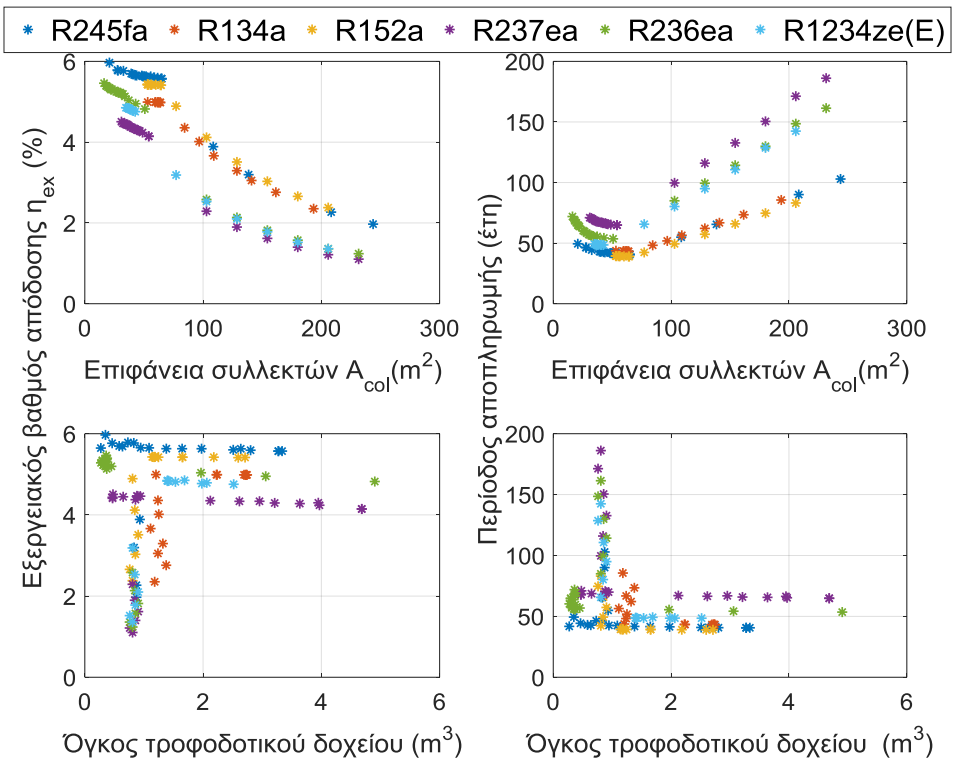
Εικ. 4.27 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Κωσταντινούπολης.



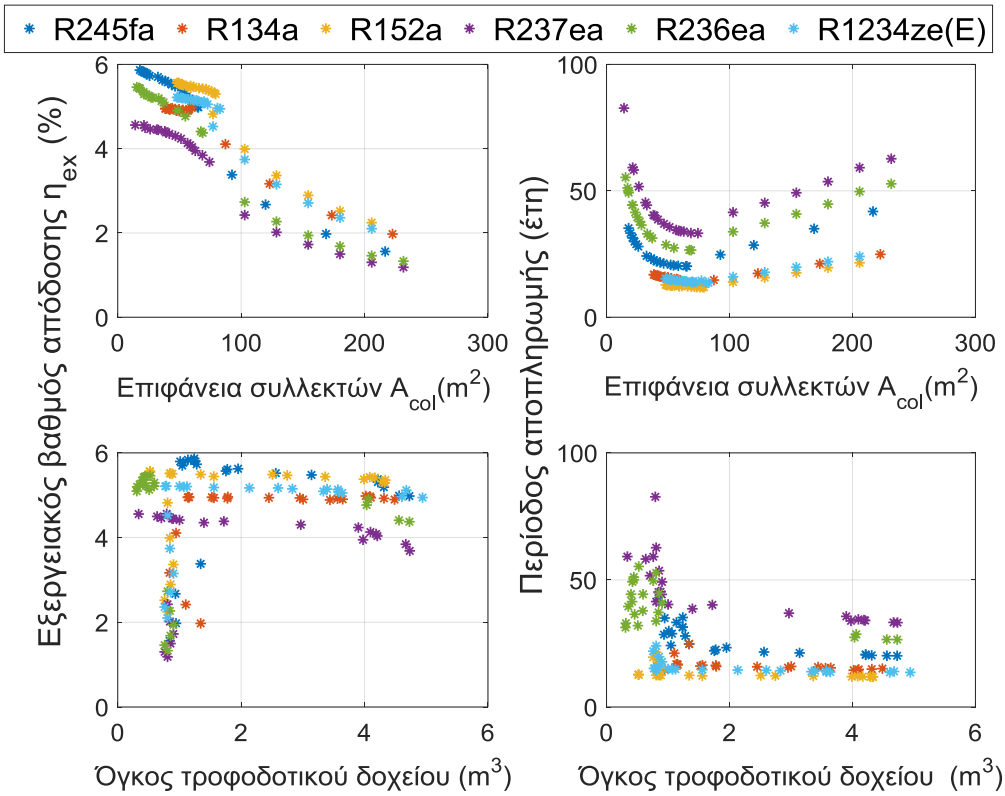
Εικ. 4.28 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Κωσταντινούπολης.



Εικ. 4.29 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες FPC για την πόλη της Λάρνακας.



Εικ. 4.30 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες ETC για την πόλη της Λάρνακας.



Εικ. 4.31 Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για όλα τα οργανικά μέσα με συλλέκτες PTC για την πόλη της Λάρνακας.

Καταρχάς παρατηρείται ότι όλα τα διαγράμματα ακολουθούν την ίδια μορφή και διέπονται από τους ίδιους κανόνες. Για αυτόν τον λόγο λοιπόν ο σχολιασμός των διαγραμμάτων θα γίνει γενικά και όχι ειδικά για κάθε περίπτωση.

Η αύξηση της συνολικής συλλεκτικής επιφάνειας επιφέρει σταδιακή μείωση του εξεργειακού βαθμού, καθώς οι ηλιακοί συλλέκτες έχουν χαμηλό εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Επιπλέον παρατηρείται ότι οι περισσότερες βέλτιστες τιμές βρίσκονται στο διάστημα μικρότερο των 80 m^2 συνολικής συλλεκτικής επιφάνειας, την ώρα που τα όρια αναζήτησης λύσεις είναι τα 400 m^2. Αυτό συμβαίνει διότι μελετάται ένα σύστημα ORC μικρής κλίμακας και επομένως μικρής ισχύος. Για ένα τέτοιο σύστημα η απαιτούμενη θερμική ενέργεια στον ατμοποιητή είναι σχετικά μικρή. Για μία τέτοια ανάγκη θερμότητας είναι ικανή μια μικρότερη συλλεκτική επιφάνεια, ειδικότερα στις πόλεις που έχουν επιλεγεί όπου υπάρχει είτε λίγο είτε πολύ υψηλή ηλιοφάνεια. Επιπλέον συλλέκτες και επιπλέον συλλεκτική επιφάνεια θα οδηγήσει ναι μεν σε μεγαλύτερη πρόσληψη θερμότητας την οποία όμως τελικά δεν θα μπορέσει να αξιοποιήσει το σύστημα λόγω των ορίων που έχουν τεθεί, αυξάνοντας τελικά μόνο το συνολικό κόστος. Αυτό επιβεβαιώνεται και από το γεγονός ότι η ελάχιστη συλλεκτική επιφάνεια παρατηρείται για συλλέκτες τύπου FPC που έχουν και μικρότερα όρια μέγιστης θερμοκρασίας, 100°C, αλλά και από το ότι η μέγιστη συλλεκτική επιφάνεια παρατηρείται για τους συλλέκτες PTC που έχουν δυνατότητα μεγαλύτερης θερμοκρασίας, 110 °C, με την μοντελοποίηση όμως της σταθερής γωνίας που έγινε, προσλαμβάνουν το μικρότερο δυνατό ποσό ηλιακής ενέργειας. από τους άλλους δύο συλλέκτες.

Από τα διαγράμματα περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει της συνολικής συλλεκτικής επιφάνειας γίνεται φανερό ότι με την αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας μειώνεται και η περίοδος αποπληρωμής καθώς μεγαλύτερο ποσό θερμότητας είναι διαθέσιμο. Υπάρχει όμως ένα σημείο καμπής μετά το πέρας του οποίου η αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας, δεν επιφέρει μείωση αλλά αύξηση της περιόδου αποπληρωμής καθώς όπως αναφέραμε νωρίτερα το επιπλέον ποσό θερμότητας δεν μπορεί να αξιοποιηθεί. Για τα εργαζόμενα μέσα όπως και προηγουμένως φαίνεται ότι το βέλτιστο στην πλειοψηφία των περιπτώσεων είναι το R152a ενώ ακολουθούν κατά πόδας το R245fa. το R1234ze(E) και το R134a. Τα άλλα δύο ρευστά σε όλες τις περιπτώσεις είναι χειρότερα κυρίως λόγω του μεγάλου κόστους αγοράς τους.

Από τα διαγράμματα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου δείχνουν ότι τα βέλτιστα σημεία συσσωρεύονται γενικά σε μικρούς όγκους δοχείου. Το γεγονός αυτό είναι απολύτως λογικό, διότι ουσιαστικά πρέπει να γίνει πλήρης εκμετάλλευση της ενέργειας που διέρχεται από το τροφοδοτικό. Το σύστημα που μελετάται δεν χρειάζεται να καλύψει συγκεκριμένες ανάγκες σε συγκεκριμένα χρονικά διαστήματα. Αντίθετα προτιμάται ότι ποσό ενέργειας διαθέτει να τίθεται κατευθείαν για αξιοποίησης για μείωση των απωλειών θερμότητας προς το περιβάλλον. Για αυτόν τον λόγο και ένα μικρό τροφοδοτικό δοχείο προτιμάται σε σύγκριση με ένα μεγάλο που θα αποθήκευε την ενέργεια. Οι βέλτιστες λύσεις συγκεκριμένα φαίνεται ότι βρίσκονται συνήθως έως το διάστημα του 1 m^3, την ώρα που τα όρια αναζήτησης λύσεων είναι έως τα 10 m^3. Τα μόνα συστήματα που έχουν ελάχιστα περισσότερες λύσεις στο διάστημα μεγαλύτερων του 1 m^3 είναι με συλλέκτες PTC οι οποίοι απορροφούν και την λιγότερη

ακτινοβολία επιτρέποντας μερικώς κάποια αποθήκευση ενέργειας. Παρατηρείται επιπλέον ότι οι συλλέκτες FPC παρουσιάζουν ελαφρώς μειωμένο εξεργειακό βαθμό απόδοσης καθώς αξιοποιούν μικρότερο ποσό ακτινοβολίας ενώ έχουν και μικρότερα θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας.

Τέλος τα διαγράμματα της περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου δείχνουν και πάλι την ίδια συσσώρευση βέλτιστων λύσεων για μικρό όγκο τροφοδοτικού δοχείου. Ως προς τα επιλεγόμενα οργανικά μέσα δεν υπάρχει ξεκάθαρη εικόνα για τον επιθυμητό όγκο τροφοδοτικού δοχείου.

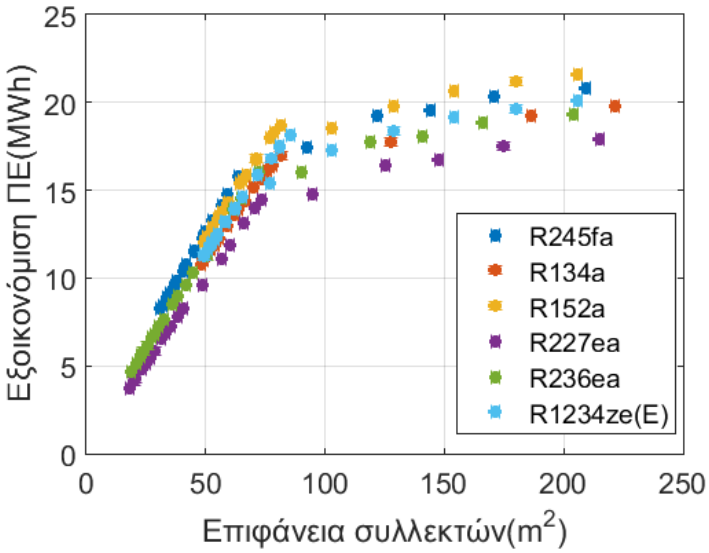
4.4. Εξοικονόμηση Πρωτογενούς Ενέργειας

Στην συγκεκριμένη υποενότητα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα εξοικονόμησης ενέργειας όπως αυτά υπολογίζονται από τα αποτελέσματα των γενετικών αλγορίθμων για τα σενάρια των παραβολικών συλλεκτών για τα ρευστά που μελετήθηκαν και για όλες τις πόλεις. Για την αναγωγή της παραγόμενης από τα ORC ηλεκτρικής ενέργειας σε πρωτογενή ενέργεια χρησιμοποιήθηκαν οι συντελεστές πρωτογενούς ενέργειας που παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα. Οι συντελεστές αυτοί προέκυψαν βάση του ενεργειακού μίγματος της εκάστοτε χώρας για τα δεδομένα του 2016 [62].

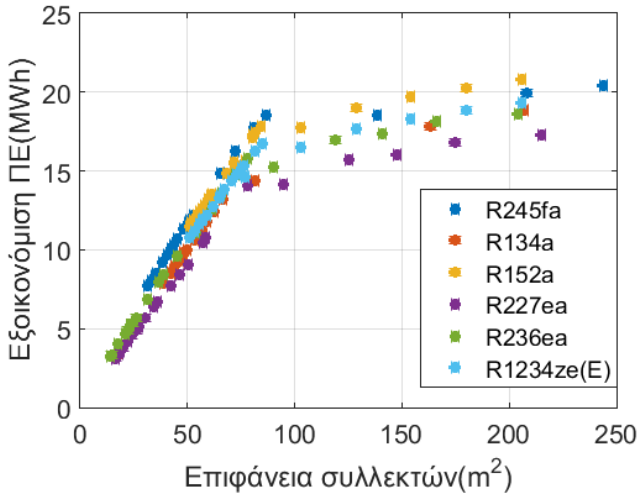
Πιν. 4.5 Συντελεστές Πρωτογενούς Ενέργειας για τις υπό εξέταση χώρες

	Ελλάδα	**Τουρκία**	**Κύπρος**
Συντελεστή Πρωτογενούς Ενέργειας	2.073	2.268	2.7

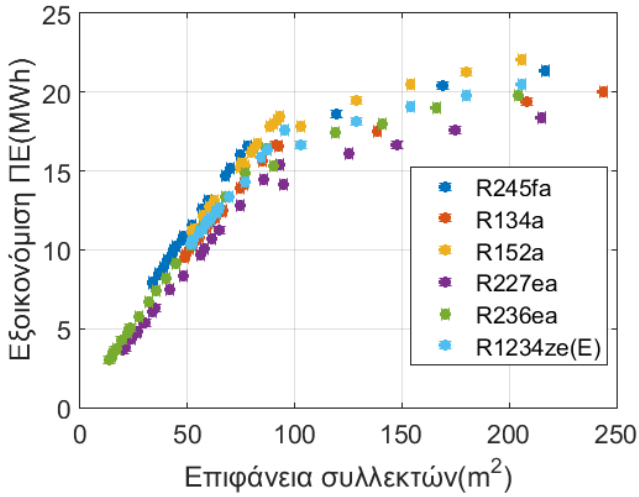
Τα αποτελέσματα εξοικονόμησης Πρωτογενούς Ενέργειας παρουσιάζονται στα διαγράμματα που ακολουθούν.



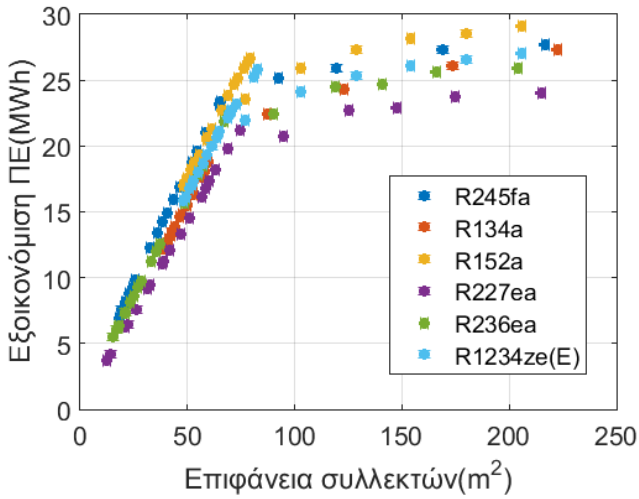
Εικ. 4.32 Διάγραμμα εξοικονόμισης Πρωτογενούς Ενέργειας συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας συλλεκτών, για όλα τα οργανικά μέσα για την πόλη της Αθήνας.



Εικ. 4.33 Διάγραμμα εξοικονόμισης Πρωτογενούς Ενέργειας συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας συλλεκτών, για όλα τα οργανικά μέσα για την πόλη της Θεσσαλονίκης.



Εικ. 4.34 Διάγραμμα εξοικονόμισης Πρωτογενούς Ενέργειας συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας συλλεκτών, για όλα τα οργανικά μέσα για την πόλη της Κωνσταντινούπολης..



Εικ. 4.35. Διάγραμμα εξοικονόμισης Πρωτογενούς Ενέργειας συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας συλλεκτών, για όλα τα οργανικά μέσα για την πόλη της Λάρνακας.

Καταρχάς από τα παραπάνω διαγράμματα γίνεται εμφανές ότι όσο μεγαλύτερη είναι η συνολική συλλεκτική επιφάνεια τόσο μεγαλύτερη είναι και η δέσμευση της διαθέσιμης ακτινοβολίας και άρα τόσο μεγαλύτερη η εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας. Επίσης παρατηρείται ότι όπως και στην ανάλυση που έγινε στα αποτελέσματα των γενετικών αλγορίθμων, τα ρευστά R245fa και R152a είναι αυτά που παρουσιάζουν την μεγαλύτερη εξοικονόμηση αφού παράγουν και το μέγιστο καθαρό έργο όπως είχαμε δει και στο διάγραμμα [4.1]. Τέλος παρατηρείται ότι για την πόλη της Λάρνακας, στην οποία μεγιστοποιείται και η διαθέσιμη ακτινοβολία εμφανίζεται και η μέγιστη εξοικονόμηση Πρωτογενούς Ενέργειας, ίση με 29 περίπου MWh, ενώ οι άλλες τρείς πόλεις κυμαίνονται στα ίδια περίπου επίπεδα εξοικονόμησης 21 περίπου MWh.

4.5. Σύγκριση με βιβλιογραφία

Η σύγκριση των αποτελεσμάτων της παρούσας διπλωματικής με την διεθνή βιβλιογραφία γίνεται για περαιτέρω αξιολόγηση των αποτελεσμάτων.

Παρακάτω γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης που προέκυψε με την βοήθεια του γενετικού αλγορίθμου. Λόγω έλλειψης διεθνούς βιβλιογραφίας για κύκλους ORC τροφοδοτούμενους από ηλιακούς συλλέκτες έγινε και σύγκριση με κύκλος ORC τροφοδοτούμενους από άλλες πηγές. Στο σημείο αυτό πρέπει να τονισθεί ξανά το γεγονός ότι οι ηλιακοί συλλέκτες έχουν πολύ μικρό εξεργειακό βαθμό και ρίχνουν επομένως πολύ τον συνολικό της εγκατάστασης.

Οι Wang, Yan κ.λ.π [63] ανέλυσαν την λειτουργία ένός ηλιακά τροφοδοτούμενου οργανικού κύκλου Rankine με παραβολικούς συλλέκτες. Το εργαζόμενο μέσο που επέλεξαν ήταν το R245fa και η μελέτη έγινε σε μία πόλη της Κίνας την Xi'an. Τα αποτελέσματα τους συμφωνούν με όσα παρουσιάστηκαν στην παρούσα διπλωματική καθώς ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης για τους μήνες του δεύτερου μισού του χρόνου που παρουσιάζεται, κυμαίνεται μεταξύ 4-7%. Παρ' όλα αυτά πρέπει να τονιστούν μερικές σημαντικές διαφορές ως προς τις θεωρήσεις που έγιναν. Η εγκατάσταση που μελέτησαν οι συγγραφείς είναι πολύ μεγαλύτερης κλίμακας, της τάξης των 150-250 KW, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης τόσο της αντλίας όσο και του εκτονωτή είναι μεγαλύτεροι, 80% και 75% αντίστοιχα, η θερμοκρασία του ζεστού νερού απαγωγής φθάνει έως και τους 180 °C και οι εναλλάκτες έχουν πολύ μεγαλύτερη επιφάνεια περίπου 250 m^2.

Οι Safarian και Aramoun [64] μελέτησαν μεταξύ άλλων την θερμοδυναμική συμπεριφορά ενός απλού οργανικού κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο το R113. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα της εξεργειακής ανάλυσης που παρουσιάζουν ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ήταν 31.2%. Η διαφορά σε σχέση με τα αποτελέσματα της παρούσας διπλωματικής εξηγείται μερικώς με το γεγονός ότι το σύστημα των συγγραφέων δεν τροφοδοτείται από ηλιακούς συλλέκτες. Από την άλλη πλευρά, σημασία έχουν και οι διαφορετικές θεωρήσεις όπως η υψηλή τιμή της ενέργειας που τροφοδοτείται το σύστημα (252 kW) και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας και του εκτονωτή, 80% και 85 % αντίστοιχα.

Οι Sun, Yue και Wang [65] μελέτησαν ένα κύκλο ORC τροφοδοτούμενο από χαμηλής θερμοκρασίας απορριπτόμενη ενέργεια. Συναρτήσει της θερμοκρασία ατμοποίησης ο

εξεργειακός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται μεταξύ 22-45%. Σε αυτήν την μελέτη το οργανικό μέσο είναι το R113. Ξανά οι διαφορές οφείλονται στην υψηλότερη μέγιστη θερμοκρασία ατμοποίησης (180 °C), στον ισεντροπικό βαθμό αντλίας και εκτονωτή, που οισυγγραφείς έλαβαν ίσους με 80% και 85%,και στην διαφορετική πηγή θερμικής ενέργειας σε σχέση με τους ηλιακούς συλλέκτες, που μειώνει σημαντικά τις εξεργειακές απώλειες.

Οι Mirzaei, Ahmadi κ.λ.π [66] μελέτησαν έναν κύκλο ORC με αναγεννητή τροφοδοτούμενο από τα θερμά καυσαέρια ενός καυστήρα για διάφορα οργανικά μέσα. Τα αποτελέσματα του εξεργεικού βαθμού απόδοσης κυμαίνονται από 42-53%. Εκτός από το γεγονός της διαφορετικής πηγής ενέργειας, του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης εκτονωτή και αντλίας, που ελήφθησαν 85% και 80 % αντίστοιχα, και της πάρα πολύ υψηλής θερμοκρασίας (550 °C και παροχής (7 Kg/s) αερίων για την μεταφορά θερμότητας στον ατμοποιητή, σημαντική παράμετρος είναι και ο αναγεννητής, ο οποίος βελτιώνει αισθητά τόσο τον θερμικό βαθμό απόδοσης όσο και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Οι Abam, Ekwe κ.λ.π [67] μελέτησαν διάφορους κύκλου ORC χαμηλής θερμοκρασίας για τα οργανικά μέσα R245fa, 1234yf και R1234ze. Τα αποτελέσματα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τον απλό κύκλο Rankine, όπως αυτός παρουσιάζεται και στην παρούσα διπλωματική, κυμαίνονταν από 22-31% και το οργανικό ρευστό R245fa παρουσίαζε τα καλύτερα αποτελέσματα. Η θερμοκρασία ατμοποίησης είναι ελαφρώς αυξημένη (130 °C) όπως και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας και εκτονωτή που θεωρήθηκαν 75% και 85 % αντίστοιχα. Αυτά σε συνδυασμό με το γεγονός ότι η παροχή ενέργειας γίνεται από κύκλο καύσης φυσικού αερίου έχουν ως αποτέλεσμα αυξημένο εξεργειακό βαθμό εν συγκρίση με την παρούσα εργασία.

Για την αξιολόγηση/διακρίβωση των αποτελεσμάτων σχετικά με την περίοδο αποπληρωμής δεν βρέθηκαν σχετικές δημοσιεύσεις που να παρακολουθούν τον ίδιο οικονομικό δείκτη. Οι περισσότερες εργασίες ανέλυαν άλλους οικονομικούς δείκτες, όπως τον δείκτη LCOE (levelized cost of energy), οπότε δεν μπορούσε να γίνει κάποια άμεση συσχέτιση. Για τον λόγο αυτό παρουσιάζονται συνοπτικά δύο μόνο σχετικές δημοσιεύσεις. Οι Desai και Bandyopadhyay [68] μελέτησαν και συνέκριναν ηλιακά τροφοδοτούμενους, από παραβολικούς συγκεντρωτικούς συλλέκτες, κύκλους Rankine νερού-ατμού και οργανικούς κύκλους Rankine. Οι ηλιακοί συλλέκτες απορροφούσαν έως και 4.7 GW και έφθαναν σε θερμοκρασία έως και 400°C. Παρατηρήθηκε ότι για τα οργανικά ρευστά R113 και ισοεξάνιο το LCOE ήταν αντίστοιχα 0.344 $/kWh και 0.364 $/kWh πολύ κοντά στον κύκλο Rankine νερού-ατμού με LCOE 0.353 $/kWh.

Οι Garg, Orosz και Kumar [69] μελέτησαν μεταξύ άλλων και ηλιακά τροφοδοτούμενο, από παραβολικούς συλλέκτες, κύκλο ORC. Ο κύκλος ORC περιλάμβανε και αναγεννητή και η μελέτη έγινε για παραγόμενες ισχείς 5, 50 και 500 kW. Παρατηρήθηκε ότι το ισοπεντάνιο είχε το μικρότερο κόστος επένδυσης ανά kW ενώ για υψηλότερες θερμοκρασίες τα καλύτερα ρευστά ήταν τα R245fa και R245ca. Το μικρότερο κόστος επένδυσης αν kW για τα 5, 50 ,500 kW ήταν αντίστοιχα 5.9, 4.72, 4.71 $/W.

Κεφάλαιο 5. Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική εργασία.

Η υπόψη εργασία επικεντρώθηκε στην ανάλυση μια εγκατάστασης ηλιακά τροφοδοτούμενου οργανικού κύκλου Rankine, μικρής κλίμακας, με ωριαίες μετρήσεις σε βάθος ενός έτους, για 4 πόλεις στην περιοχή της Νοτιοανατολικής Μεσογείου. Απώτερος σκοπός της εργασίας ήταν η βελτιστοποίηση της εγκατάστασης και διερεύνηση των χαρακτηριστικών της ως προς την αξία της επένδυσης. Κάθε συνιστώσα του συστήματος μοντελοποιήθηκε ξεχωριστά και στην συνέχεια έγιναν υπολογισμοί ως προς την βελτιστοποίηση του συζευγμένου κύκλου.

Για την δέσμευση της ηλιακής ενέργειας επιλέχθηκαν τρία διαφορετικά μοντέλα συλλεκτών που ικανοποιούσαν τις προδιαγραφές της εγκατάστασης και συνδέθηκαν με ένα τροφοδοτικό δοχείο, που λειτουργούσε και ως μονάδα αποθήκευσης ενέργειας, με την οποία επικοινωνούσε το σύστημα ORC.

Για το σύστημα ORC εξετάστηκαν εφτά οργανικά ρευστά και διερευνήθηκε η επίδρασή τους στην συνολική εγκατάσταση. Για κάθε ένα από τα οργανικά ρευστά υπολογίσθηκε το ονομαστικό σημείο λειτουργίας του κύκλου, με κριτήριο την μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσής του. Οι μεταβλητές ελέγχου στους παραπάνω υπολογισμούς ήταν:

- Η θερμοκρασία ατμοποίησης
- Η θερμοκρασία συμπύκνωσης

Με βάση το ονομαστικό σημείο λειτουργίας και τα μεγέθη που προέκυψαν από τον υπολογισμό, έγινε η διαστασιολόγηση της εγκατάστασης για κάθε ρευστό. Στην συνέχεια πραγματοποιήθηκε ανάλυση και εκτός του ονομαστικού σημείου, από την οποία προέκυψαν τα σημεία αυτά που εξασφαλίζουν την αποδοτική και ασφαλή λειτουργία της εγκατάστασης για όλο το επιθυμητό εύρος θερμοκρασιών ζεστού νερού ηλιακών.

Συνδυάζοντας τα παραπάνω αποτελέσματα προκύπτουν οι χάρτες λειτουργίας της εγκατάστασης για κάθε εργαζόμενο μέσο και οι οποίοι χρησιμοποιούνται για την ετήσια μελέτη της εγκατάστασης.

Με χρήση γενετικού κώδικα, πραγματοποιήθηκε μια εξεργειακή και οικονομική ανάλυση της εγκατάστασης όπως έχει ήδη μοντελοποιηθεί, για όλους τους δυνατούς συνδυασμούς, με σκοπό την βελτιστοποίηση αυτής.

Τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την μελέτη είναι τα ακόλουθα:

- Οι συλλέκτες PTC χωρίς σύστημα παρακολούθησης, αλλά με σταθερή γωνία δεσμεύουν πολύ μικρότερο ποσό ακτινοβολίας από αυτό που θα μπορούσαν και σχεδόν το μισό από τους δύο άλλους τύπους συλλεκτών.
- Παρά την μικρότερη ισχύ που παρέχουν στο σύστημα, οι συλλέκτες PTC παρουσιάζουν με διαφορά τα καλύτερα αποτελέσματα βελτιστοποίησης και είναι οι μοναδικές επενδύσεις που κρίνονται ως ικανοποιητικές (PbP<20 ετών)

- Οι θερμοδυναμικές απαιτήσεις του συστήματος πρέπει να καθορίζονται εκ των προτέρων και ύστερα να ακολουθεί η επιλογή του οργανικού μέσου, η οποία και παίζει καθοριστικό ρόλο στην εγκατάσταση. Ανάλογα την επιλογή, η εγκατάσταση μπορεί να έχει τεράστιες διακυμάνσεις στα τελικά μεγέθη. Στην παρούσα διπλωματική εργασία τα ρευστά που ανταποκρίνονται καλύτερα στις απαιτήσεις του συστήματος είναι το R152a και R245fa
- Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου ORC είναι αρκετά μικρός, της τάξης του 6% στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας
- Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης της συνολικής εγκατάστασης είναι επίσης μικρός, της τάξης του 5-6%. Το αποτέλεσμα αυτό όμως είναι απολύτως φυσιολογικό και οφείλεται στο χαμηλό εξεργειακό βαθμό απόδοση του συστήματος ηλιακής αξιοποίησης.

Η συγκεκριμένη εργασία ανοίγει ένα ευρύ πεδίο για την περαιτέρω μελέτη της εγκατάστασης αυτής. Ενδεικτικά αναφέρονται κάποιες μελλοντικές εργασίες επί του θέματος που παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον:

- Η μελέτη πόλεων σε μια ευρύτερη κλίμακα όπου το μικροκλίμα θα είναι διαφορετικό.
- Η μελέτη των συλλεκτών PTC με σύστημα παρακολούθησης ηλίου, αλλά και άλλων συλλεκτών για μεγαλύτερες θερμοκρασίες ατμοποίησης (>110 °C). Για τον σκοπό αυτό βέβαια απαιτείται και η επέκταση της λίστας των οργανικών μέσων που θα ανταποκρίνονται στις απαιτήσεις.
- Δοκιμή ζεοτροπικών μιγμάτων
- Ανάλυση ευαισθησίας για την μεταβολή της βέλτιστης λύσης για το εκάστοτε σενάριο αν μειωνόταν το κόστος των ηλιακών συλλεκτών αλλά και αν άλλαζε το κόστος πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας.
- Μελέτη λειτουργίας της εγκατάστασης όχι μόνο για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας αλλά και για την θέρμανση ενός χώρου.
- Διερεύνηση για την πιθανή αναβάθμιση της εγκατάστασης σε μεγαλύτερη κλίμακα ισχύος.

Βιβλιογραφία

1. Ε.Κακαράς, Σ.Κ., *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα.* 2015.
2. Μπέλλος, Ε., *Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτίρια.* 2016.
3. Α.Αντωνόπουλος, *ΘΕΡΜΙΚΑ-ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ.* 2015.
4. Winter, F.d., *Solar Collectors, Energy Storage and Materials*.
5. A.Kalogiou, *Solar Energy Engineering:Processes and Systems.* 2009.
6. Robert Foster, M.G., Alma Cota, *Solar Energy: renewable Energy and the Environment.* 2010.
7. Kalogirou, S.A., *Solar thermal collectors and applications.* Progress in Energy and Combustion Science, 2004. **30**(3): p. 231-295.
8. Ζερβός, Α., *Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.* 2014.
9. Korres, D., & Tzivanidis, C., *Thermal analysis of an entire flat plate collector with a serpentine flow system and determination of the water and air flow and convection regime.* . 2016.
10. Y. Tian , C.Y.Z., *A Review of Solar Collectors and Thermal Energy Storage in Solar Thermal Applications.* 2012.
11. ΕΛΛΑΔΟΣ, Τ.Ε., *ΚΑΤΑΡΤΙΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΕΠΙΘΕΩΡΗΤΩΝ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΥΛΙΚΟ*. 2011.
12. Suman, S., M.K. Khan, and M. Pathak, *Performance enhancement of solar collectors—A review.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **49**: p. 192-210.
13. Μαρτινόπουλος, Γ., *Σχεδίαση, κατασκευή και αξιολόγηση πρότυπου επίπεδου ηλιακού συλλέκτη κατάλληλου για ψυχρά κλίματα.* . 2009.
14. Sabiha, M.A., et al., *Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **51**: p. 1038-1054.
15. Tang, R., et al., *Assessment of uncertainty in mean heat loss coefficient of all glass evacuated solar collector tube testing.* Energy Conversion and Management, 2006. **47**(1): p. 60-67.
16. Λίνδος, Χ., *Σχεδιασμός και προσομοίωση πρότυπου επίπεδου ηλιακού συλλέκτη με ομοαξονικό σύστημα ροής.* 2017.
17. Παπάζογλου, Κ., *Προσομοίωση πρότυπου ηλιακού συλλέκτη με ανάπτυξη υπολογιστικού κώδικα.* 2013.
18. Budihardjo, I. and G.L. Morrison, *Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters.* Solar Energy, 2009. **83**(1): p. 49-56.
19. Ντάσκα, Π.Χ., *Επισκόπηση ηλιακών συλλεκτών.* 2010.
20. Fernández-García, A., et al., *Parabolic-trough solar collectors and their applications.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010. **14**(7): p. 1695-1721.
21. William Z.Black, J.G.H., *Εφαρμοσμένη Θερμοδυναμική*. 1995.
22. Θώμα, Χ., *Ενεργειακή και Εξεργειακή Μελέτη Διάταξεων Σύζευξης Οργανικού Κύκλου Rankine και Ψυκτικού Κύκλου Προσρόφησης.*
23. Vélez, F., et al., *A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012. **16**(6): p. 4175-4189.
24. Tchanche, B.F., et al., *Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle.* Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(11): p. 2468-2476.
25. Junjiang, B. and L. Zhao, *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*. Vol. 24. 2013. 325-342.

26. Konstantinos Braimakis, T.C.R., Aris-Dimitrios Leontaritis, Sotirios Karellas, *Comparison of Environmentally Friendly Working Fluids for Organic Rankine Cycles.* 2017.
27. Τρύφων, Ρ., *Μελέτη της λειτουργίας και σχεδιασμός συστήματος τριπαραγωγής μικρής κλίμακας με χρήση υπερκρίσιμου κύκλου ORC.* 2014.
28. Schuster, A., S. Karellas, and R. Aumann, *Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles.* Energy, 2010. **35**(2): p. 1033-1039.
29. Crawley, D.B., et al., *Energy plus: energy simulation program.* ASHRAE journal, 2000. **42**(4): p. 49-56.
30. Liu, B.Y.H. and R.C. Jordan, *The long-term average performance of flat-plate solar-energy collectors: With design data for the U.S., its outlying possessions and Canada.* Solar Energy, 1963. **7**(2): p. 53-74.
31. Infante Ferreira, C. and D.-S. Kim, *Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data.* International Journal of Refrigeration, 2014. **39**: p. 23-37.
32. Vitosol. *Vitosol Tech Guide*. 2017; Available from: https://www.viessmann.rs/content/dam/vi-brands/DE/Produkte/Solarsysteme/Vitosol-300-F/DB-5368803_Vitosol_300-F.pdf/_jcr_content/renditions/original.media_file.download_attachment.file/DB-5368803_Vitosol_300-F.pdf.
33. Akotec. *STC-Single Tube Collector*. 2015; Available from: http://tableserver.evaaugsten.de/tables/h1vg6pdub7q.
34. Bell, I.H., et al. *Coolprop: An open-source reference-quality thermophysical property library*. in *ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems*. 2013.
35. Bellos, E., C. Tzivanidis, and G. Tsifis, *Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios.* Energy Conversion and Management, 2017. **148**: p. 1055-1069.
36. Bellos, E., C. Tzivanidis, and K.A. Antonopoulos, *Exergetic and energetic comparison of LiCl-H2O and LiBr-H2O working pairs in a solar absorption cooling system.* Energy Conversion and Management, 2016. **123**: p. 453-461.
37. Hydra-cell. *D10 Series (US) / G10 Series (Metric)*. Available from: http://www.hydra-cell.com/product/D10-hydracell-pump.html.
38. Ευστράτιος, Β., *Πειραματικη και θεωρητική διερεύνηση για τον αυτόματο έλεγχο μονάδας ανάκτησης θερμότητας ORC.* 2017.
39. Quoilin, S., *Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications.* 2011.
40. Γεωργίος, Μ., *Μοντελοποίηση και Διερεύνηση Εκτονωτών Θετικής Εκτόπισης σε Συστήματα ORC.* 2014.
41. Persson, J.-G. and G. Sohlenius, *Performance Evaluation of Fluid Machinery During Conceptual Design.* CIRP Annals, 1990. **39**(1): p. 137-140.
42. Sébastien Declaye, A.L., Ludovic Guilaumme, Vincent Lemort, *Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines.*
43. Dumont, O., R. Dickes, and V. Lemort, *Experimental investigation of four volumetric expanders.* Energy Procedia, 2017. **129**: p. 859-866.
44. Ziviani, D., et al., *Characterizing the performance of a single-screw expander in a small-scale organic Rankine cycle for waste heat recovery.* Applied Energy, 2016. **181**: p. 155-170.
45. Σαγιά, Ζ., *Μετάδοση Θερμότητας.* 2015.
46. Warren M. Rohsenow , J.R.H., Young I. Cho *HANDBOOK OF HEAT TRANSFER.* 1998.

47. Laval, A. *Alfa Laval AC30eq / ACH30eq* Available from: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers/ac/ac30eq--ach30eq.pdf . .
48. Laval, A. *Alfa Laval AC70X / ACH70X / ACP70X* Available from: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers/ac/ac70x--ach70x.pdf.
49. Laval, A. *Alfa Laval AC112 / ACH112* Available from: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/pd-leaflets/ac112_product-leaflet.pdf
50. Laval, A. *Alfa Laval CB200 / CBH200* Available from: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers/cb/cb200--cbh200.pdf
51. Laval, A. *Alfa Laval CB30 / CBH30 / CBP30* Available from: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers/cb/cb30-cbh30_productleaftlet_che00025en.pdf.
52. Χρύσα, Π., *Θερμοδυναμική ανάλυση ηλιακού κύκλου ORC και επιλογή βέλτιστου ψυκτικού μέσου.* 2018.
53. Taha, H.A., *Επιχειρησιακη Έρευνα.*
54. Balaji, K., S. Iniyan, and M.V. Swami, *Exergy, economic and environmental analysis of forced circulation flat plate solar collector using heat transfer enhancer in riser tube.* Journal of Cleaner Production, 2018. **171**: p. 1118-1127.
55. Carlos J. Porras-Prieto, S.B.-S., Fernando R. Mazarrón and Rosa M. Benavente, *Profitability Variations of a Solar System with an Evacuated Tube Collector According to Schedules and Frequency of Hot Water Demand.* 2016.
56. Turchi, P.K.a.C.S. *Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model (SAM)*. 2015.
57. Cerbos. *Solar tank cost*. Available from: https://www.cerbos.ee/.
58. Lecompte, S., et al., *Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system.* Applied Energy, 2013. **111**: p. 871-881.
59. Kavvadias, K.C. and S. Quoilin, *Exploiting waste heat potential by long distance heat transmission: Design considerations and techno-economic assessment.* Applied Energy, 2018. **216**: p. 452-465.
60. Zilmet. *Storage Tank cost*. Available from: https://zilmet.it/en/.
61. Eurostat. *Electricity proce statistics*. Available from: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Electricity_price_statistics.
62. International Energy Agency, *Statistics:Electricity information*. 2018: IEA publications.
63. Wang, J., et al., *Off-design performance analysis of a solar-powered organic Rankine cycle.* Energy Conversion and Management, 2014. **80**: p. 150-157.
64. Safarian, S. and F. Aramoun, *Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs).* Energy Reports, 2015. **1**: p. 1-7.
65. Sun, W., X. Yue, and Y. Wang, *Exergy efficiency analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) and ORC-based combined cycles driven by low-temperature waste heat.* Energy Conversion and Management, 2017. **135**: p. 63-73.
66. Mirzaei, M., et al., *Energy, exergy and economics analysis of an ORC working with several fluids and utilizes smelting furnace gases as heat source.* Thermal Science and Engineering Progress, 2018. **5**: p. 230-237.

67. Abam, F.I., et al., *A comparative performance analysis and thermo-sustainability indicators of modified low-heat organic Rankine cycles (ORCs): An exergy-based procedure.* Energy Reports, 2018. **4**: p. 110-118.
68. Desai, N.B. and S. Bandyopadhyay, *Thermo-economic comparisons between solar steam Rankine and organic Rankine cycles.* Applied Thermal Engineering, 2016. **105**: p. 862-875.
69. Garg, P., M.S. Orosz, and P. Kumar, *Thermo-economic evaluation of ORCs for various working fluids.* Applied Thermal Engineering, 2016. **109**: p. 841-853.