



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
Εργαστήριο Θερμοδυναμικής
Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΑΝΑΛΥΣΗ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΚΑΙ ΜΕΛΕΤΗ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΩΝ ΜΕΣΩΝ ΓΙΑ ΜΙΚΡΗΣ ΚΛΙΜΑΚΑΣ ΣΥΣΤΗΜΑ ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΛΛΕΚΤΩΝ

Αλαμπρίτης Δημήτρης

Επιβλέπουσα Καθηγήτρια
Κορωνάκη Ειρήνη, Επίκουρος Καθηγήτρια,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Φεβρουάριος 2016

«Αφιερωμένη στην οικογένεια
και στους φίλους μου»

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η μελέτη του οργανικού κύκλου Rankine (ORC) για εκμετάλλευση θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Για εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών, ο απλός οργανικός κύκλος Rankine φαίνεται να είναι ο καταλληλότερος κύκλος ανάμεσα στους κύριους κύκλους παραγωγής ενέργειας (Brayton, Otto, Diesel κτλ.) και στους καινοτόμους κύκλους που επινοήθηκαν τα τελευταία χρόνια (Uehara, Kalina, Goswami).

Οι εφαρμογές για τις οποίες γίνεται αναφορά στην παρούσα εργασία όπου μπορούν να εφαρμοστούν μονάδες ORC για εκμετάλλευση θερμικής ενέργειας είναι η γεωθερμία, η ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας, τα ηλιακά συστήματα και η καύση βιομάζας.

Μετά από ανάλυση του κύκλου και μελέτη διαφόρων οργανικών μέσων, ως εργαζόμενα μέσα, καταλληλότερα μέσα φαίνεται να είναι τα R134A, R245FA, BUTANE και R152A. Η πιθανότητα χρήσης παραλλαγών του απλού κύκλου Rankine σε μικρές εγκαταστάσεις απορρίπτεται. Τέτοιες μονάδες δε φαίνεται να έχουν την επιθυμητή απόδοση, η οποία να δικαιολογεί το επιπρόσθετο κόστος που απαιτείται για την συγκρότησή τους.

Η χρήση οργανικών μιγμάτων, ως εργαζόμενα μέσα, σε εφαρμογές ORC μπορεί να αυξήσει την απόδοση μιας μονάδας ORC και να βελτιώσει τα χαρακτηριστικά λειτουργίας της. Η μελλοντική αντικατάσταση του οργανικού μέσου R134A λόγω υψηλού δείκτη θέρμανσης τους πλανήτη, επιτάσσει την περαιτέρω μελέτη των οργανικών μιγμάτων. Το οργανικό μέσο R1234YF φαίνεται να είναι το καταλληλότερο «καθαρό» οργανικό μέσο που μπορεί να αντικαταστήσει το R134A.

Η μοντελοποίηση και οι υπολογισμοί έγιναν με χρήση του θερμοδυναμικού προγράμματος REFPROP 9.0, το οποίο συνδέθηκε με το υπολογιστικό πρόγραμμα EXCEL.

Abstract

The purpose of this thesis is the study of Organic Rankine Cycle (ORC) for the utilization of low-temperature heat. For low temperature applications the Organic Rankine Cycle appears to be the best solution against the main power generation cycles (Brayton, Otto, diesel etc.) as well as the recently invented innovates cycles (Uehara, Kalina, Goswami).

The investigated applications where an ORC module can be applied for the utilization of heat energy are geothermal plants, waste heat, solar collectors and biomass combustion. After studying and analysing different organic substances as working fluids, the most suitable working fluids are R134A, R245FA, BUTANE and R152A.

The possibility of using advanced Rankine cycles in small systems is rejected. The reason being is that such application do not have the expected effectiveness which could justify the additional costs that is required for their integration.

The use of organic mixtures as working fluids in ORC applications, be certainly improve the performance of the ORC systems. The future replacement of the organic substance R134A due to the global warming concern, make essential the further study of the organic mixtures. The organic substance R1234YF appears to be the most suitable pure organic working fluid which can replace the R134A.

Modelling and calculations in this study were made using the thermodynamic program REFPROP 9.0, which was connected to the Microsoft Office application EXCEL.

Περιεχόμενα

1	Εισαγωγή	1
1.1	Υπόβαθρο	1
1.2	Ιστορικά	3
1.3	Δομή και σκοπός της εργασίας	5
2	Κύκλοι παραγωγής ενέργειας	6
2.1	Εισαγωγή	6
2.2	Ορισμός θερμικής μηχανής	6
2.3	Ιδανικός κύκλος Carnot	7
2.4	Πραγματικοί κύκλοι παραγωγής ενέργειας.....	9
2.4.1	Κύκλος Rankine	9
2.4.2	Κύκλος BRAYTON	10
2.4.3	Κύκλος STIRLING	11
2.4.4	Κύκλοι OTTO και DIESEL	13
2.5	Βελτιωμένοι κύκλοι Rankine	14
2.5.1	Κύκλος Rankine με υπερθέρμανση	14
2.5.2	Κρίσιμος και Υπερκρίσιμος κύκλος Rankine	15
2.5.3	Κύκλοι Rankine με αναγέννηση	16
2.5.4	Καινοτόμοι κύκλοι χρήσης θερμότητας για παραγωγή ενέργειας	19
2.6	Συμπεράσματα	24
3	Εφαρμογές οργανικού κύκλου Rankine	25
3.1	Εισαγωγή	25
3.2	Εφαρμογές ORC.....	26
3.2.1	Διαδικό σύστημα γεωθερμίας.....	26
3.2.2	Ηλιακά συστήματα	29
3.2.3	Οργανικοί κύκλοι Rankine-αφαλάτωση	37
3.2.4	Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας	39
3.2.5	Μ.Ε.Κ.....	44
3.2.6	Καύση βιομάζας.....	45
3.3	Εκτονωτές ORC.....	49
3.4	Σύγκριση Κόστους	51
3.5	Συμπεράσματα	52
4	Επιλογή εργαζόμενου μέσου για οργανικό κύκλο Rankine σε ηλιακό σύστημα χαμηλής θερμοκρασίας	53
4.1	Εισαγωγή	53

4.2	Εργαζόμενα μέσα για οργανικό κύκλο Rankine	53
4.3	Κριτήρια και μεθοδολογία επιλογής εργαζόμενου μέσου.....	58
4.3.1	Γενικά κριτήρια για όλες σχεδόν τις εφαρμογές.....	58
4.3.2	Μεθοδολογία.....	63
4.4	Εφαρμογή 1: Μελέτη Οργανικού κύκλου Rankine για εκμετάλλευση θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας από ηλιακούς συλλέκτες	64
4.4.1	Περιγραφή και μοντελοποίηση του κύκλου	64
4.4.2	Ανάλυση αποτελεσμάτων.....	73
4.5	Γενική ανάλυση - Συμπεράσματα	87
5	Εξεργειακή ανάλυση οργανικού κύκλου Rankine μικρής ισχύος για παραγωγή ενέργειας	89
5.1	Εισαγωγή.....	89
5.2	Εξεργειακή ανάλυση	89
5.3	Ανάλυση Μονάδων ORC	92
5.3.1	Μονάδα Απλού Κύκλου Rankine	92
5.3.2	Μοντελοποίηση και συνθήκες λειτουργίας	94
5.3.3	Αποτελέσματα εξεργειακής ανάλυσης.....	98
5.4	Συμπεράσματα.....	100
5.5	Εφαρμογή απλού κύκλου Rankine σε σύστημα με ηλιακούς συλλέκτες.....	104
5.5.1	Περιγραφή συστήματος	104
5.5.2	Μοντελοποίηση και συνθήκες λειτουργίας	105
5.6	Αποτελέσματα.....	108
6	Αντικατάσταση οργανικού μέσου R134A	111
6.1	Εισαγωγή.....	111
6.2	Οργανικά μίγματα.....	111
6.3	Αντικατάσταση R134A με προκαθορισμένο οργανικό μείγμα στην εφαρμογή με ηλιακούς συλλέκτες	114
6.4	Αποτελέσματα.....	116
6.5	Αντικατάσταση οργανικού μέσου R134A με το οργανικό μέσο R1234YF.....	121
6.6	Συμπεράσματα.....	123
7	Γενικά Συμπεράσματα.....	124
8	Βιβλιογραφία.....	126
9	Παράρτημα	129

Σχήματα

Σχήμα 2.1-Θερμική Μηχανή	6
Σχήμα 2.2-Διάγραμμα T-s ιδανικού κύκλου Carnot	7
Σχήμα 2.3 – Μονογραμμικό διάγραμμα και διάγραμμα T-s κύκλου Rankine (Tchanche, 2010)	9
Σχήμα 2.4 – Μονογραμμικό διάγραμμα και διάγραμμα T-s κύκλου Joule/Brayton (Tchanche, 2010)	10
Σχήμα 2.5 – Θέση εμβόλων σε μηχανή Stirling (Pascal Puech, 2011)	11
Σχήμα 2.6 – Διαγράμματα P-n και T-s κύκλου Stirling	12
Σχήμα 2.7 – Διατάξεις κύκλου Stirling (Tchanche, 2010)	12
Σχήμα 2.8 – Θερμοδυναμικά διάγραμμα τα παλινδρομικών μηχανών Otto (a) και Diesel (b)	13
Σχήμα 2.9 – Υπερθέρμανση για τα τρία είδη εργαζόμενων μέσων (Bertrand F.Tchanche, 2014)	14
Σχήμα 2.10 – Υποκρίσιμος, κρίσιμος και Υπερκρίσιμος κύκλος Rankine (Tchanche, 2010)	15
Σχήμα 2.11 – Κύκλος Rankine με αναθέρμανση (Tchanche, 2010)	16
Σχήμα 2.12 – Κύκλος Rankine με ενδιάμεση αναθέρμανση (Tchanche, 2010)	17
Σχήμα 2.13 – Βελτιωμένος κύκλος Rankine με ανοιχτό δοχείο μίξης (Tchanche, 2010)	18
Σχήμα 2.14 – Βελτιωμένος κύκλος Rankine με κλειστό δοχείο ανάμιξης (Tchanche, 2010)	18
Σχήμα 2.15 – Μονογραμμικό διάγραμμα κύκλου Maloney and Robertson (Bertrand F.Tchanche, 2014)	19
Σχήμα 2.16 – Διάταξη κύκλου Kalina (Bertrand F.Tchanche, 2014)	20
Σχήμα 2.17 – Διάταξη κύκλου Uehara (Bertrand F.Tchanche, 2014)	22
Σχήμα 2.18 – Συνδυασμένος κύκλος παραγωγής ενέργειας και ψύξης (GOSWAMI) (Bertrand F.Tchanche, 2014)	23
Σχήμα 3.1-Διάγραμμα μονάδας δυαδικού γεωθερμικού συστήματος (Tchanche, 2010)	27
Σχήμα 3.2 Κατηγορίες ηλιακών θερμικών συστημάτων	29
Σχήμα 3.3 – Αρχή λειτουργίας μονάδας παραβολικών συλλεκτών (HANS MÜLLER-STEINHAGEN, 2004)	31
Σχήμα 3.4 – Διάγραμμα εγκατάστασης Lesotho (Tchanche, 2010)	32
Σχήμα 3.5 – Σχηματική αναπαράσταση υβριδικού συστήματος (Tchanche, 2010)	35
Σχήμα 3.6 – Σχηματική διάταξη λειτουργίας ηλιακής δεξαμενής (Tchanche, 2010)	36
Σχήμα 3.7 – Σχηματική διάταξη αντίστροφης ώσμωσης (A. Schuster, 2009)	37
Σχήμα 3.8 – Διάταξη ανάκτησης θερμότητας με ενδιάμεσο βρόγχο θερμικού μέσου (Tchanche, 2010)	41
Σχήμα 3.9 – Διάταξη ανάκτησης θερμότητας χωρίς ενδιάμεσο βρόγχο (Tchanche, 2010)	42
Σχήμα 3.10 – Σχηματική διάταξη μονάδας ORC με κάυση βιομάζας (Tchanche, 2010)	46
Σχήμα 3.11- Διάγραμμα ροής ενέργειας καύσης βιομάζας και ORC (Sylvain Quoilin, 2013)	48
Σχήμα 4.1 – Προτεινόμενα εργαζόμενα μέσα ανάλογος της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας (Dongxiang Wang, 2013)	57
Σχήμα 4.2 – Σχηματική Αναπαράσταση Οργανικού κύκλου	64
Σχήμα 5.1 – Σχηματική διάταξη απλού κύκλου Rankine και διάγραμμα T-s	92
Σχήμα 5.2 – Σχηματική διάταξη κύκλου Rankine με ενδιάμεση αναθέρμανση....	92
Σχήμα 5.3 – Διάταξη κύκλου Rankine με ανοιχτό δοχείο ανάμιξης	93
Σχήμα 5.4 – Διάταξη κύκλου Rankine με κλειστό δοχείο αναθέρμανσης και δοχείο μίξης	93
Σχήμα 5.5 – Διάταξη εφαρμογής κύκλου Rankine με ηλιακούς συλλέκτες	104

Πίνακες

Πίνακας 2.1 – Μονάδες παραγωγής ενέργειας με χρήση κύκλου Kalina (Ogriseck, 2009)	21
Πίνακας 3.1 – Μονάδες Γεωθερμικών εφαρμογών (Bertrand F. Tchanche, 2011)	28
Πίνακας 3.2 – Τεχνικά χαρακτηριστικά εγκατάστασης Lesotho (Matthew S. Orosz)	32
Πίνακας 3.3 – Αποτελέσματα δοκιμών υβριδικού συστήματος (M. Kane, 2003)	34
Πίνακας 3.4 – Μονάδες Ηλιακών δεξαμενών (FRANZ TRIEB, 1996)	36
Πίνακας 3.5 – Προτεινόμενες τεχνολογίες ανάκτησης θερμότητας από διάφορες θερμικές διεργασίες	40
Πίνακας 3.6 – Μονάδες ORC ανάκτησης θερμότητας (Bertrand F. Tchanche, 2011)	43
Πίνακας 3.7 – Μονάδες ORC διαφόρων κατασκευαστών (Bertrand F. Tchanche, 2014)	50
Πίνακας 4.1 – Εφαρμογές ORC, χαρακτηριστικά λειτουργίας και προτεινόμενο εργαζόμενο μέσο (Junjiang Bao, 2013)	56
Πίνακας 4.2 – Τιμή μερικών εργαζόμενων μέσων (χωρίς ΦΠΑ) (Tchanche, 2010)	61
Πίνακας 4.3 - Κατάσταση εργαζόμενου μέσου και νερού θέρμανσης	68
Πίνακας 4.4 – Τιμές διαφόρων παραμέτρων του κύκλου	68
Πίνακας 4.5 – Θερμοφυσικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες ασφάλειας και φιλικότητας προς το περιβάλλον των προς μελέτη οργανικών μέσων (REFPROP) (J. MM Calm, 2011)	69
Πίνακας 4.6 – Θερμοφυσικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες ασφάλειας και φιλικότητας προς το περιβάλλον των προς μελέτη οργανικών μέσων (συνέχεια)	70
Πίνακας 4.7 – Αποτελέσματα και χαρακτηριστικά κύκλου για κάθε εργαζόμενο μέσο	71
Πίνακας 4.8 – Επισκόπηση απόδοσης και χαρακτηριστικών οργανικών μέσων	88
Πίνακας 5.1 – Ροή εξέργεια στα στοιχεία των μονάδων ORC	97
Πίνακας 5.2 Συνθήκες λειτουργίας κύκλων Rankine	97
Πίνακας 5.3 – Αποτελέσματα εξεργειακής ανάλυσης απλού οργανικού κύκλου Rankine	98
Πίνακας 5.4 – Εξεργειακή ανάλυση εφαρμογής συστήματος ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο το R134A	108
Πίνακας 5.5 – Αποτελέσματα εφαρμογής ORC σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο το R134a	109
Πίνακας 6.1 Προκαθορισμένα οργανικά μίγματα και σύσταση τους (REFPROP 9.0)	112
Πίνακας 6.2 Θερμοφυσικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες ασφάλειας και φιλικότητας προς το περιβάλλον για τα προκαθορισμένα οργανικά μίγματα (J. MM Calm, 2011)	113
Πίνακας 6.3 Επιλεγμένα οργανικά μίγματα για μελέτη τους στην εφαρμογή	115
Πίνακας 6.4 – Σύγκριση απόδοσης R134A και R420A	116
Πίνακας 6.5 – Αποτελέσματα εφαρμογής οργανικών μιγμάτων με λόγο εκτόνωσης 2,75	118
Πίνακας 6.6 – Σύγκριση απόδοσης R429A και R134A σε λόγο εκτόνωσης 3	119
Πίνακας 6.7- Σύγκριση απόδοσης R429A με R134A σε λόγο εκτόνωσης 2,75	120
Πίνακας 6.8 – Σύγκριση απόδοσης R134A και R1234YF με λόγο εκτόνωσης 2,75	121
Πίνακας 9.1 – Εφαρμογή ORC σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο R134A και λόγο εκτόνωσης 3	129
Πίνακας 9.2- Εφαρμογή ORC σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο R420A και λόγο εκτόνωσης 3	130
Πίνακας 9.3 Εφαρμογή ORC σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο R1234YF και λόγο εκτόνωσης 2.75	131
Πίνακας 9.4 – Εξεργειακή ανάλυση εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R420A και λόγω εκτόνωσης 3	132
Πίνακας 9.5 – Εξεργειακή ανάλυση εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R429A και λόγω εκτόνωσης 2.75	132
Πίνακας 9.6- Εξεργειακή ανάλυση εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R1234yf και λόγω εκτόνωσης 2.75	132

Διαγράμματα

Διάγραμμα 1.1 – Ποσοστό επί της συνολικής παραγόμενης ενέργειας από διάφορους τομείς τη περίοδο 2013 (Agency, 2015)	1
Διάγραμμα 4.1 - Επίδραση αύξησης θερμοκρασίας στην είσοδο του εκτονωτή στη παροχή όγκου	74
Διάγραμμα 4.2 - – Επίδραση αύξησης της θερμοκρασίας στη παροχή όγκου για μέσα με Υψηλό κανονική θερμοκρασία ατμοποίησης	74
Διάγραμμα 4.3 – Επίδραση αύξησης θερμοκρασίας εισόδου στον εκτονωτή στη παροχή όγκου για μέσα με χαμηλή κανονική θερμοκρασία ατμοποίησης	75
Διάγραμμα 4.4 – Μεταβολή θερμοκινού βαθμού απόδοσης – υψηλή πίεση λειτουργίας	75
Διάγραμμα 4.5 – Μεταβολή βαθμού απόδοσης δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου- υψηλή πίεση λειτουργίας	76
Διάγραμμα 4.6 – Μεταβολή μη αντιστρεψιμότητας – υψηλής πίεσης λειτουργίας για μέσα με υψηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης	77
Διάγραμμα 4.7 – Μεταβολή μη αντιστρεψιμότητας- υψηλή πίεση λειτουργίας για μέσα με χαμηλή πίεση λειτουργίας	77
Διάγραμμα 4.8 – Μεταβολή μη αντιστρεψιμότητας- Υψηλή πίεση λειτουργίας για μέσα με χαμηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης	78
Διάγραμμα 4.9 – Μεταβολή μη αντιστρεψιμότητας – Υψηλή πίεση λειτουργίας για μέσα με υψηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης	78
Διάγραμμα 4.10 – Πασά μη αντιστρεπτού έργου για διάφορα εργαζόμενα μέσα στα τέσσερα στοιχεία του κύκλου	79
Διάγραμμα 4.11 – Λανθάνουσα θερμότητα μέσων – Παροχή μάζας	80
Διάγραμμα 4.12 – Επίδραση αύξησης θερμοκρασίας στον εκτονωτή στη παροχή μάζας	80
Διάγραμμα 4.13 – Επίδραση αύξησης θερμοκρασίας στην είσοδο του εκτονωτή στη εισαγόμενη θερμότητα	81
Διάγραμμα 4.14 – Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη συνολικό μη αντιστρεπτό έργο για όλα τα μέσα	82
Διάγραμμα 4.15 Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στο θερμικό βαθμό απόδοσης για όλα τα μέσα	83
Διάγραμμα 4.16 – Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στο βαθμό απόδοσης δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου για όλα τα μέσα	83
Διάγραμμα 4.17 Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στο συνολικό μη αντιστρεπτό έργο και στα 4 στοιχεία του κύκλου για το εργαζόμενο μέσο R134A	83
Διάγραμμα 4.18 – Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο Methanol	85
Διάγραμμα 4.19 - Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο R32	85
Διάγραμμα 4.20 - Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο R134A	86
Διάγραμμα 4.21 - Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο R407C	86
Διάγραμμα 4.22 - Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο R245FA	86
Διάγραμμα 5.1 – Ενεργειακός βαθμός απόδοσης μέσων στις 4 παραλλαγές του οργανικού κύκλου Rankine	100
Διάγραμμα 5.2 – thermodynamic perfection	101
Διάγραμμα 5.3 – Εξεργειακός βαθμός απόδοσης μέσων στις 4 παραλλαγές του οργανικού κύκλου Rankine	101
Διάγραμμα 5.4- Παραγωγή καθαρής ισχύς μέσων στις 4 παραλλαγές του οργανικού κύκλου Rankine	101
Διάγραμμα 5.5 – Επίδραση Θερμοκρασίας πηγής θερμότητας στο ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το μέσο	102
Διάγραμμα 5.6 Επίδραση Θερμοκρασίας στο thermodynamic perfection για το μέσο R245FA	102

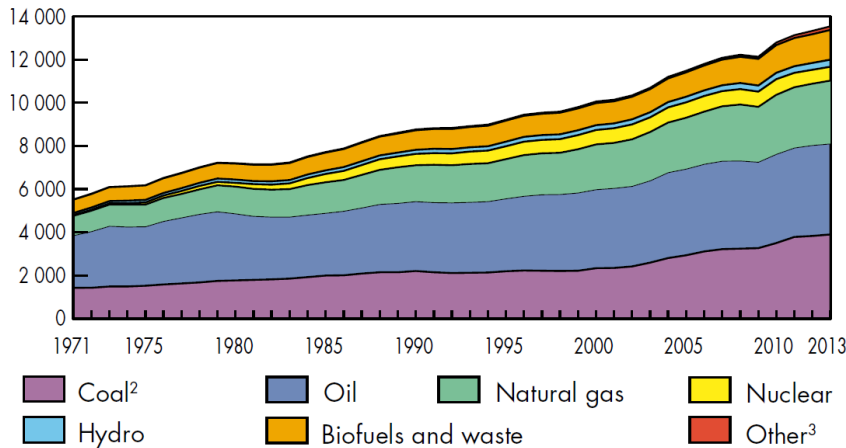
Διάγραμμα 5.7 Επίδραση θερμοκρασίας πηγής θερμότητας και Δp στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το μέσο R245FA	103
Διάγραμμα 5.8 – Επίδραση θερμοκρασίας πηγής θερμότητας και Δp στη <i>thermodynamic perfection</i> για το μέσο R245FA	103
Διάγραμμα 5.9 Μερίδιο απώλειας εξέργειας για κάθε στοιχείο του κύκλου με εργαζόμενο μέσο το R134A	109
Διάγραμμα 5.10 Απεικόνιση μεταφοράς θερμότητας από και προς το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το R134A	110
Διάγραμμα 5.11 Απεικόνιση διεργασίας της εφαρμογής σε διάγραμμα T-s με εργαζόμενο μέσο το R134A	110
Διάγραμμα 5.12 Απεικόνιση της διεργασίας του συστήματος σε διάγραμμα T-H με εργαζόμενο μέσο το R134A	110
Διάγραμμα 6.1 – Απεικόνιση μεταφοράς θερμότητας από και προς το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το μίγμα R420A	117
Διάγραμμα 6.2 – απεικόνιση της διεργασίας σε διάγραμμα T-s	117
Διάγραμμα 6.3 – Απεικόνιση μεταφοράς θερμότητας από και προς το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το μίγμα R429A	120
Διάγραμμα 6.4 – Απεικόνιση διεργασίας σε διάγραμμα T-s με εργαζόμενο μέσο το μίγμα R429A	120
Διάγραμμα 6.5- Απεικόνιση της διεργασίας σε διάγραμμα T-s με εργαζόμενο μέσο το R1234yf	122
Διάγραμμα 6.6 - Απεικόνιση μεταφοράς θερμότητας από και προς το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το μίγμα R1234yf	122

1 Εισαγωγή

1.1 Υπόβαθρο

Στο ετήσιο περιοδικό «key world energy 2015» (Agency, 2015), που εκδίδεται από την (IEA), η συνολική παραγωγή ενέργειας το 2013 έφτασε τα 13541Mtoe (157482TWh). Η μεταβολή της ετήσιας ενέργειας σε μονάδες Mtoe τη περίοδο 1973-2013 φαίνεται στην εικόνα 2.1

World¹ total primary energy supply (TPES) from 1971 to 2013 by fuel (Mtoe)

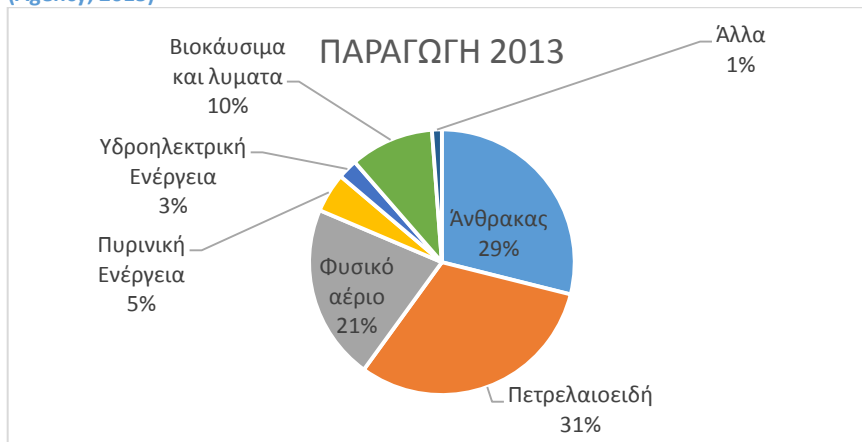


1. World includes international aviation and international marine bunkers.
2. In these graphs, peat and oil shale are aggregated with coal.
3. Includes geothermal, solar, wind, heat, etc.

Εικόνα 1.1 – Παραγόμενη ενέργεια παγκοσμίως από τη περίοδο 1971-2013 (Agency, 2015)

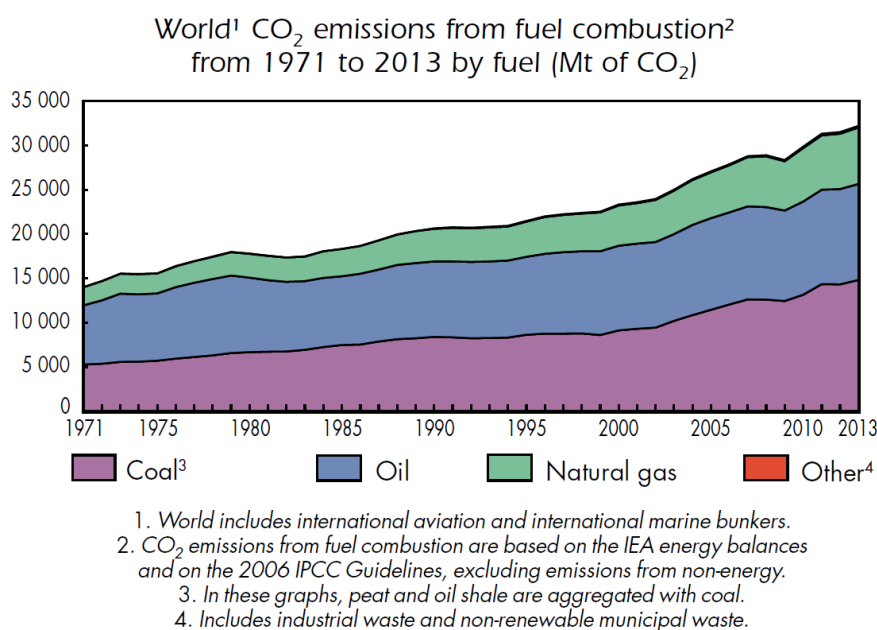
Η ενέργεια αυτή προέρχεται από ορυκτά καύσιμα, πυρηνική ενέργεια, υδροηλεκτρική ενέργεια, βιοκαύσιμα, γεωθερμία, ηλιακή ενέργεια, αιολική ενέργεια κα. Στο διάγραμμα 2.1 φαίνεται το ποσοστό παραγωγής ενέργειας από κάθε τομέα.

Διάγραμμα 1.1 – Ποσοστό επί της συνολικής παραγόμενης ενέργειας από διάφορους τομείς τη περίοδο 2013 (Agency, 2015)



Εύκολα μπορεί να παρατηρηθεί πως τα τελευταία χρόνια υπάρχει αύξηση στην παραγωγή ενέργειας από πηγές όπως είναι η γεωθερμία, ηλιακή ακτινοβολία, αιολική ενέργεια, εκμετάλλευση θερμότητας κ.α. Σε αυτό οδήγησε κυρίως η ανησυχία για το περιβάλλον και η ανησυχία για εξάντληση των ορυκτών καύσιμων. Στην εικόνα 2.2 απεικονίζεται η μεταβολή της παραγωγής διοξειδίου του άνθρακα την περίοδο 1971-2013, όπου φαίνεται ότι τελευταία χρόνια η παραγωγή διοξειδίου του άνθρακα έχει φτάσει σε πολύ υψηλά επίπεδα. Για να επιτευχθεί μείωση της περιβαλλοντικής μόλυνσης θα πρέπει να γίνουν διάφορες αλλαγές στο τρέχων ενεργειακό σύστημα. Μεταξύ άλλων είναι η μείωση της κατανάλωσης ενέργειας από κτίρια και βιομηχανίες, η χρήση ηλεκτρικής ενέργειας αντί καυσίμων σε τομείς όπως οι μεταφορές και η θέρμανση, η παραγωγή ενέργειας από «καθαρές» πηγές (αιολική ενέργεια, φωτοβολταϊκά, καύση βιομάζας, ηλιακή ενέργεια, γεωθερμία, υδροηλεκτρική ενέργεια).

Η χρήση οργανικών κύκλων Rankine για παραγωγή ενέργειας, είναι μια τεχνολογία η οποία είναι σε θέση να εκμεταλλευτεί και να μετατρέψει τη θερμική ενέργεια από «καθαρές» πηγές σε έργο. Σημαντικό πλεονέκτημα της τεχνολογίας ORC (Organic Rankine Cycle) είναι η εκμετάλλευση θερμότητας από διάφορες πηγές σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών.

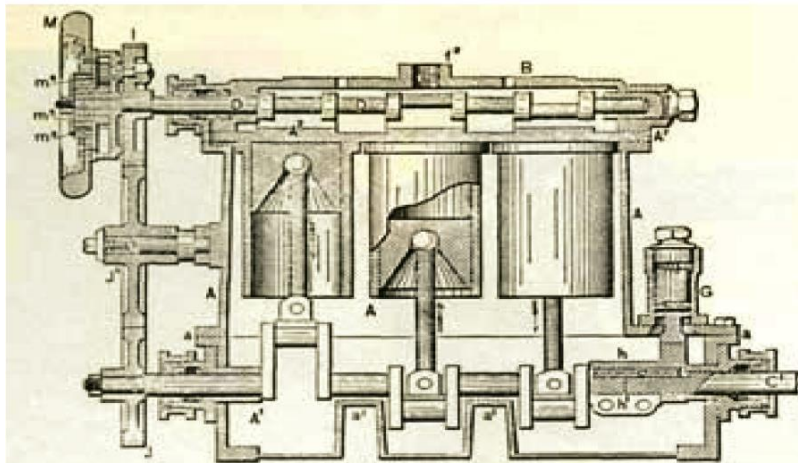


Εικόνα 1.2 – Εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα από διάφορους τομείς παραγωγής ενέργειας την περίοδο 1971-2013 (Agency, 2015)

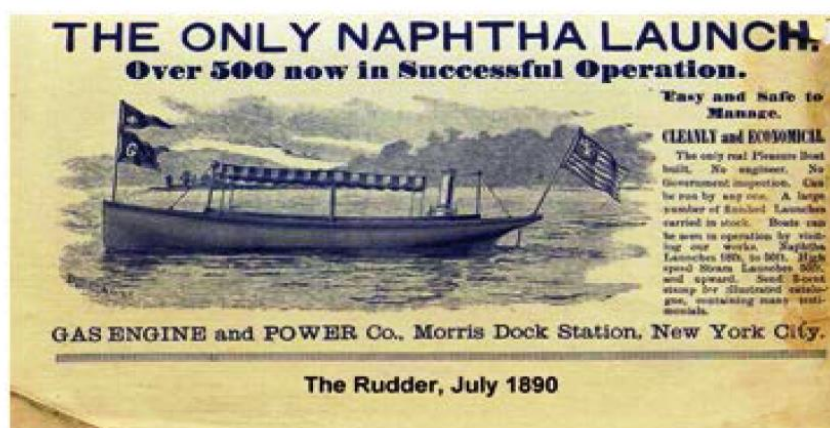
Η χρήση οργανικών κύκλων Rankine μπορεί να εφαρμοστεί για παραγωγή ισχύος από μερικά KW μέχρι αρκετά MW. Ευρέως εφαρμόσιμος είναι σε εγκαταστάσεις που εκμεταλλεύονται μεσαία και μεγάλα ποσά θερμότητας όπως ηλιακά συστήματα, γεωθερμία, εκμετάλλευση απορριπτόμενης θερμότητάς και καύση βιομάζας. Εν τούτοις η εκμετάλλευση χαμηλών ποσών θερμότητας για την παραγωγή ισχύος λίγων KW δεν έχει ακόμα αναπτυχθεί και εφαρμοστεί σε εμπορικό στάδιο, κυρίως λόγω έλλειψης συσκευών ειδικές για μικρές εφαρμογές. Σήμερα χρησιμοποιούνται HVAC στοιχεία και κυρίως συμπιεστές οι οποίοι με κάποιες αλλαγές μετατρέπονται σε εκτόνωση για μικρές εγκαταστάσεις ORC. (Tchanche, 2010)

1.2 Ιστορικά

Η πρώτη εφαρμογή οργανικού κύκλου Rankine πραγματοποιήθηκε το 1883 από τον Frank W. O'Fleed. Η εφαρμογή χρησιμοποιούσε ως εργαζόμενο μέσο «naphtha», μία μορφή βενζίνης, που σκοπός της ήταν να αντικαταστήσει τις μηχανές ατμού σε μικρά πλοία. Η γενική φιλοσοφία για την αντικατάσταση ήταν πως λόγω της μικρότερης θερμότητας ατμοποίησης της naphtha έναντι νερού, εάν προσδοθεί ίση θερμότητα στα δύο μέσα τότε θα παραχθεί περισσότερος ατμός naphtha αντί του νερού. Αυτό θα είχε ως αποτέλεσμα την παραγωγή περισσότερου έργου. Η νέα μηχανή έγινε γρήγορα αποδεκτή, επειδή τότε υπήρχε κακή φήμη για τις μηχανές ατμού ότι υπήρχε πιθανότητα πρόκλησης έκρηξης. Λίγα χρόνια αργότερα, η εταιρία «Gas Engine and Power Company of Morris Height» στην Νέα Υόρκη ξεκίνησε την παραγωγή μηχανών «naphtha», οι οποίες μπορούσαν πλέον να τίθενται σε λειτουργία από τους ιδιοκτήτες των πλοίων χωρίς την παρουσία μηχανικού. Στις δύο εικόνες παρουσιάζονται: μία μηχανή Naphtha και ένα δημοσίευμα σε εφημερίδα της εποχής που δείχνει το ενδιαφέρον που είχαν οι μηχανές. (Nouma, 2012)



Εικόνα 1.3 – Μηχανή Naphtha (Nouma, 2012)



Εικόνα 1.4 – Δημοσίευμα της εποχής για τις μηχανές Naphtha (Nouma, 2012)

Εξέλιξη στα ψυκτικά μέσα

Η εξέλιξη των ψυκτικών μέσων μπορεί να χωριστεί σε 4 χρονολογικές περιόδους σύμφωνα με τα κριτήρια επιλογής τους (J.MM Calm, 2011)

1830-1930 : Οτιδήποτε μπορεί να λειτουργήσει

1931-1990: Ασφάλεια και αντοχή

εργαζόμενα μέσα όπως CFCs, HCFCs, αμμωνία και νερό

1990-2010: Προστασία όζοντος

HCFCs, HFCs, αμμωνία, νερό, υδρογονάνθρακες και διοξείδιο του άνθρακα

2011-.....: Μείωση θέρμανσης του πλανήτη

Τα εργαζόμενα μέσα που μπορούν να χρησιμοποιηθούν δεν έχουν ακόμα καθοριστεί πλήρως. Πρέπει να είναι εργαζόμενα μέσα τα οποία θα έχουν πολύ χαμηλό έως μηδενικό δείκτη ODP, χαμηλό δείκτη GWP και υψηλή απόδοση. Ο δείκτης ODP (Ozone Deplete Potential) αναφέρεται στη σχετική υποβάθμιση που προκαλεί ένα οργανικό μέσο στο στρώμα του όζοντος της ατμόσφαιρα και ο δείκτης GWP (Global Warming Potential) δείχνει πόση θερμότητα μπορεί να παγιδεύει στην ατμόσφαιρα ένα αέριο. Εκτενέστερη αναφορά για του δύο δείκτες θα γίνει στο Κεφάλαιο 5.

1.3 Δομή και σκοπός της εργασίας

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η διερεύνηση των εργαζόμενων μέσων για κύκλους ORC μικρών εγκαταστάσεων ηλιακών συλλεκτών, όπως επίσης η διερεύνηση χρήσης παραλλαγών του απλού κύκλου Rankine.

Στο **κεφάλαιο 3** παρουσιάζονται οι διάφοροι κύκλοι που εφαρμόζονται σήμερα για την παραγωγή ενέργειας και συγκρίνονται με τον κύκλο Rankine νερού-ατμού και τον οργανικό κύκλο Rankine.

Στο **κεφάλαιο 4** παρουσιάζονται οι εφαρμογές του οργανικού κύκλου Rankine στη γεωθερμία, σε ηλιακά θερμικά συστήματα, σε συστήματα αφαλάτωσης, εκμετάλλευσης απορριπτόμενης θερμότητας από βιομηχανίες, μηχανές εσωτερικής καύσης (M.E.K) και καύση βιομάζας.

Στο **κεφάλαιο 5** γίνεται αναφορά στα οργανικά εργαζόμενα μέσα, τις ιδιότητες και τα χαρακτηριστικά τους, τα κριτήρια επιλογής τους και μέσω μίας εφαρμογής χαμηλής θερμότητας γίνεται επιλογή των καταλληλότερων για εφαρμογές μικρών ηλιακών συστημάτων.

Στο **κεφάλαιο 6** γίνεται εξεργειακή μελέτη των παραλλαγών του απλού κύκλου Rankine για εκμετάλλευση χαμηλών ποσών θερμότητας, με εργαζόμενα μέσα τα επιλεγμένα από το κεφάλαιο 5. Ακολούθως γίνεται ανάλυση μιας εφαρμογής με παραβολικούς ηλιακούς συλλέκτες με εργαζόμενο μέσο το R134a.

Στο **κεφάλαιο 7**, λόγω του υψηλού GWP που έχει το R134a και των οδηγιών για μελλοντική του απόσυρση, μελετάται η δυνατότητα αντικατάστασης του οργανικού μέσου R134a, με το οργανικό μέσο R1234YF ή με κάποιο οργανικό μίγμα.

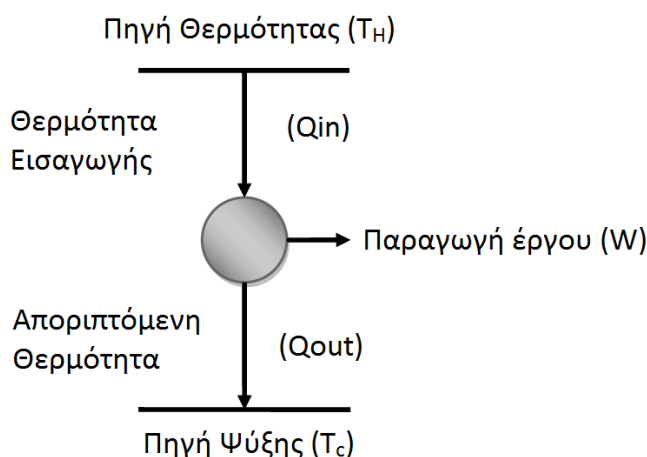
2 Κύκλοι παραγωγής ενέργειας

2.1 Εισαγωγή

Η μετατροπή θερμικής ενέργειας σε μηχανικό έργο πραγματοποιείται με τη χρήση θερμικών μηχανών. Οι θερμικές μηχανές χωρίζονται σε δύο κατηγορίες, εσωτερικής και εξωτερικής καύσης. Στις μηχανές εσωτερικής καύσης, εργαζόμενο μέσο είναι συνήθως ο αέρας και το καύσιμο. Η πρόσδοση θερμότητας γίνεται στο χώρο παραγωγής έργου, με τις πιο αντιπροσωπευτικές να είναι οι εμβολοφόροι κινητήρες. Στις μηχανές εξωτερικής καύσης η πρόσδοση θερμότητας πραγματοποιείται έκτος του χώρου παραγωγής έργου, με εργαζόμενο μέσο το νερό ή άλλο στοιχείο όπως στους ατμοστρόβιλους και στις ατμομηχανές. Η μοντελοποίηση και η μελέτη τέτοιων μηχανών γίνεται με χρήση θερμοδυναμικών κύκλων. Στο παρόν κεφάλαιο ορίζεται η θερμική μηχανή και παρουσιάζονται οι πιο σύνηθες εφαρμόσιμοι κύκλοι παραγωγής ενέργειας στην απλή τους μορφή και διάφοροι βελτιωμένοι κύκλοι Rankine.

2.2 Ορισμός θερμικής μηχανής

Η θερμική μηχανή είναι μια συσκευή η οποία λόγω της διάταξης της, επιτρέπει τη μετατροπή της θερμικής ενέργειας σε μηχανικό έργο. Απαραίτητη προϋπόθεση για τη μετατροπή αυτή είναι η χρήση εργαζόμενου μέσου και η ύπαρξη διαφοράς θερμοκρασίας ανάμεσα σε δύο πηγές. Το εργαζόμενο μέσο, χάρη στις θερμοφυσικές του ιδιότητες, απορροφά ενέργεια από την πηγή θερμότητας και τη μεταβιβάζει στη πηγή ψύξης, ενώ μέρος της ενέργειας του μετατρέπεται σε μηχανικό έργο. Μία θερμική μηχανή μπορεί να είναι κλειστή ή ανοιχτή προς το περιβάλλον. Συνήθως όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά της θερμοκρασίας των δύο πηγών, τόσο μεγαλύτερος είναι ο βαθμός απόδοσης της μηχανής. Λόγω της άμεσης επίδρασης από περιβάλλον, πολλές φορές υπάρχουν «φυσικά» όρια στη διαφορά θερμοκρασιών μιας και δεν μπορούμε να μεταβάλουμε τις συνθήκες περιβάλλοντος. Γι' αυτό η μελέτη επικεντρώνεται συνήθως στη πηγή θερμότητας.

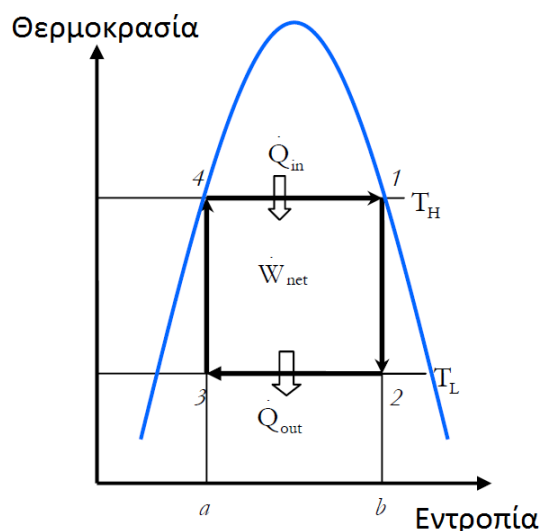


Σχήμα 2.1-Θερμική Μηχανή

Στη θερμοδυναμική η μοντελοποίηση των θερμικών μηχανών γίνεται με τη χρήση «κύκλων». Οι κύκλοι διαφέρουν μεταξύ τους ανάλογα με το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιούν και τη διεργασία που δέχεται αυτό. Υπάρχουν κύκλοι ατμού όπως Rankine, Kalina, Uehara κ.α. και κύκλοι αερίων όπως Ericsson, Stirling, Diesel, Otto κ.α.

2.3 Ιδανικός κύκλος Carnot

Το 1824 ο Sadi Carnot επινόησε έναν κύκλο, που πήρε το όνομα του, ο οποίος δείχνει τα όρια του θερμικού βαθμού απόδοσής που μπορεί να φτάσει μια θερμική μηχανή όταν λειτουργεί μεταξύ δύο θερμοκρασιών. Της υψηλής T_H και χαμηλής T_L . Η θεωρία βασίζεται στις παραδοχές ότι η πηγή θερμότητας είναι τόσο μεγάλη, έτσι ώστε η θερμοκρασία της να παραμένει σταθερή, και όλες οι διεργασίες του κύκλου είναι αντιστρεπτές. Πιο κάτω παρατίθεται ένα διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) όπου δείχνει τη καμπύλη κορεσμού του εργαζόμενου μέσου και τη διεργασία του κύκλου Carnot.



Σχήμα 2.2-Διάγραμμα T-s ιδανικού κύκλου Carnot

Οι διεργασίες του κύκλου είναι η εξής:

1-2: Ισεντροπική εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου και παραγωγή έργου

2-3: Ισοθερμοκρασιακή απόρριψη θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο στο μέσο ψύξης

3-4: Ισεντροπική αύξηση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου,

4-1: Ισοθερμοκρασιακή πρόσδοση θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο από τη πηγή θερμότητας

Όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.2, στον ιδανικό κύκλο Carnot οι διεργασίες πρόσδοσης και απόρριψης θερμότητας, (4-1) και (2-3), πραγματοποιούνται ισοθερμοκρασιακά στις θερμοκρασίες της θερμής πηγής και ψυκτικού μέσου αντίστοιχα. Ενώσω το εργαζόμενο μέσο μεταβαίνει από τη κατάσταση (4) στη κατάσταση (1), το μέσο θέρμανσης του μεταβάλλεται από τη κατάσταση (1) στη κατάσταση (4). Και όσο μεταβάλλεται από τη κατάσταση (2) στη κατάσταση (3), το μέσο ψύξης μεταβάλλεται από την (3) στη (2).

Η περιοχή (12341) αντιπροσωπεύει το καθαρό έργο το οποίο μπορεί να παραχθεί από τον κύκλο (W_{net}). Η περιοχή (1ba41) αντιπροσωπεύει τη θερμότητα πρόσδοσης στο κύκλο (Q_{in}) και η περιοχή (b23a) τη θερμότητα που απορρίπτεται (Q_{out}). Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Carnot ορίζεται ως το ποσοστό της ενέργειας που μετατρέπεται σε μηχανικό έργο, προς την ενέργεια που δίνεται.

$$\eta_{th}^c = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.1)$$

$$\eta_{th}^c = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.2)$$

T_H και T_L είναι οι απόλυτες θερμοκρασίες της πηγής θερμότητας και του μέσου ψύξης. Όπως φαίνεται στη σχέση 3.2, όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασιακή διαφορά τόσο μεγαλύτερος είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου.

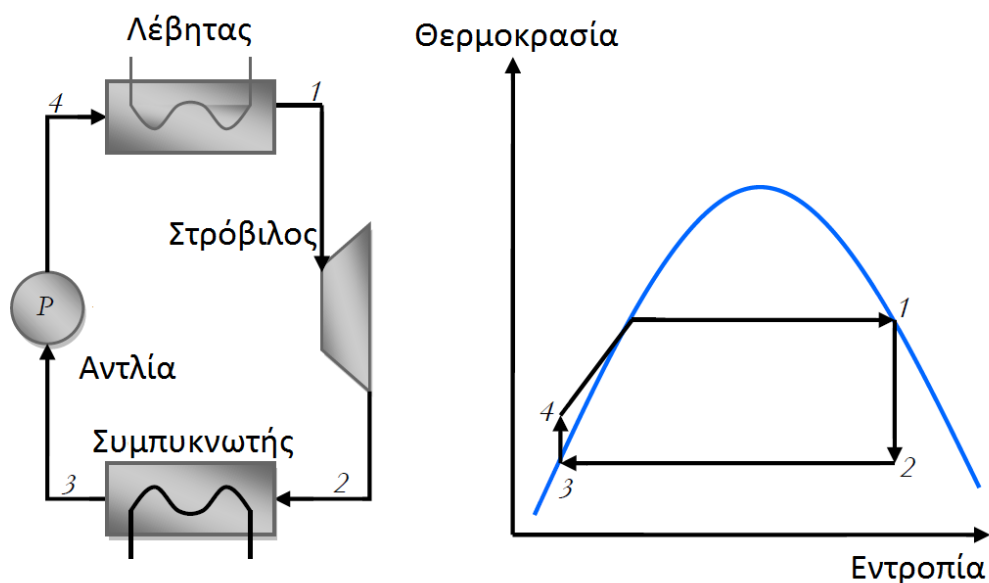
Ένας ολικά αντιστρεπτός κύκλος όπως είναι ο κύκλος Carnot δεν μπορεί να επιτευχθεί στην πραγματικότητα, επειδή μη αντιστρεπτά φαινόμενα συνοδεύουν την κίνηση όλων των ρευστών και των μηχανικών μερών. Επιπλέον η μετάδοση θερμότητας προς ή από ένα σύστημα δεν μπορεί να γίνει με αντιστρεπτό τρόπο αφού είναι αναγκαίο να υπάρχει πεπερασμένη θερμοκρασιακή διαφορά για να έχουμε πεπερασμένο ποσό μετάδοσης θερμότητας. Η μελέτη των αντιστρεπτών κύκλων είναι διδακτική, επειδή οι κύκλοι αυτοί παρέχουν ανώτατα όρια απόδοσης των πραγματικών κύκλων. Η απόδοση των πραγματικών θερμικών μηχανών μπορεί να υπολογισθεί καλύτερα, συγκρίνοντας την με την απόδοση των αντίστοιχων θεωρητικών αντιστρεπτών μηχανών. (William Z. Black, 2010)

2.4 Πραγματικοί κύκλοι παραγωγής ενέργειας

2.4.1 Κύκλος Rankine

Εφόσον ο κύκλος Carnot είναι σχεδόν αδύνατο να εφαρμοστεί ή ακόμα και αν μπορεί να εφαρμοσθεί, το κόστος μιας τέτοιας εγκατάστασης θα είναι τεράστιο. Στη θέση αυτού του κύκλου χρησιμοποιείται ένας άλλος με μικρότερη θερμοδυναμική απόδοση, όμως είναι πρακτικός και οικονομικά συμφέρον. Ο κύκλος αυτός είναι ο κύκλος Rankine και πήρε το όνομα του από τον William John Macquorn Rankine, ο οποίος τον επινόησε. Εργαζόμενο μέσο αυτού του κύκλου είναι συνήθως το νερό. Λόγω της χρήσης του νερού το οποίο είναι «υγρό» ρευστό, συνήθως χρειάζεται υπερθέρμανση του ατμοποιημένου νερού για αποφυγή διάβρωσης του στροβίλου. Για το λόγο αυτό, σε πηγές θερμότητας με χαμηλές θερμοκρασίες γίνεται χρήση οργανικών μέσων, που δεν χρειάζονται υπερθέρμανση. Στον ιδανικό κύκλο Rankine λαμβάνουν χώρα 4 ιδανικές διεργασίες:

- 1-2: Ισεντροπική εκτόνωση
- 2-3: Ισόθλιπτη απόρριψη θερμότητας
- 3-4: Ισεντροπική συμπίεση
- 4-1: Ισόθλιπτη πρόσληψη θερμότητας



Σχήμα 2.3 – Μονογραμμικό διάγραμμα και διάγραμμα T-s κύκλου Rankine (Tchanche, 2010)

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine με $\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4)$ και $\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_2 - h_3)$ ορίζεται ως:

$$\eta_{th}^R = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.3)$$

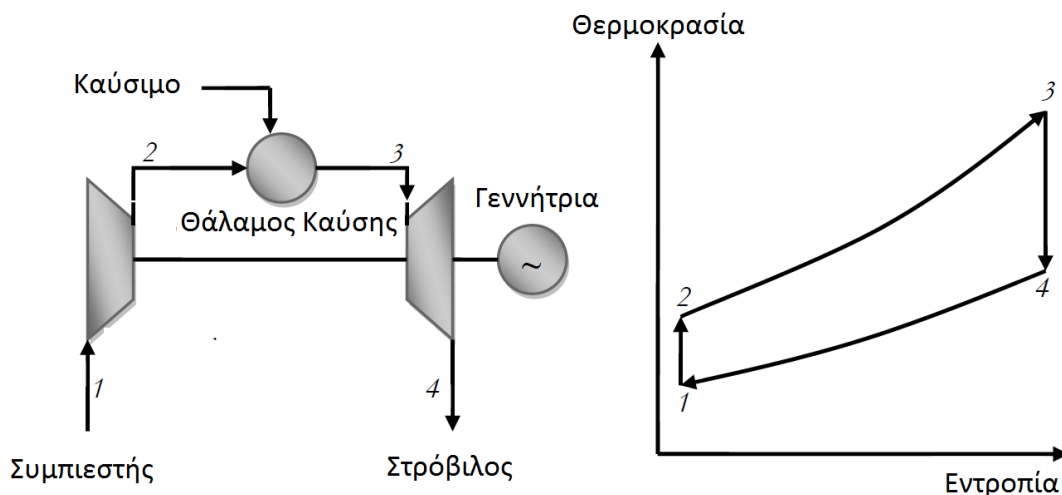
$$\eta_{th}^R = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \quad (2.4)$$

Όπου h_i ($i=1,2,3,4$) είναι η ειδική ενθαλπία στα διάφορα σημεία του κύκλου.

Σήμερα ο κύκλος Rankine νερού-ατμού είναι ο συχνότερα εφαρμοσμένος κύκλος για παραγωγή ενέργειας και συναντάται σε διάφορες μονάδες όπως άνθρακα, πετρελαίου ή πυρηνικών. Λόγω όμως της συνεχής μόλυνσής του περιβάλλοντος από τέτοιες εγκαταστάσεις, υπάρχει μια γενική στροφή στη μελέτη κύκλων εφαρμοσμένων σε πηγές πιο φιλικές προς το περιβάλλον όπως είναι η ηλιακή ενέργεια, καύση βιομάζας και η γεωθερμία.

2.4.2 Κύκλος BRAYTON

Ο κύκλος Brayton ή κύκλος Joule είναι ο κύκλος παραγωγής ενέργειας ο οποίος εφαρμόζεται στους αεριοστρόβιλους. Πιο κάτω παρουσιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα του κύκλου και η διεργασία σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας(T-s). Τα στάδια του κύκλου είναι η συμπίεση που γίνεται στο συμπιεστή (1-2), η πρόσδοση θερμότητας στο θάλαμο καύσης(2-3) και η εκτόνωση στο στρόβιλο (3-4). Σε περίπτωση που δεν γίνεται καύση ο κύκλος μπορεί να είναι κλειστός με διαδικασία ισόθλιπτης συμπύκνωσης και ψύξης του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 2.4 – Μονογραμμικό διάγραμμα και διάγραμμα T-s κύκλου Joule/Brayton (Tchanche, 2010)

Θεωρώντας τις διαδικασίες συμπίεσης (1-2) και εκτόνωσης (3-4) ισεντροπικές και τις διαδικασίες πρόσδοσης και απόρριψης θερμότητας ισόθλιπτες, τότε ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι:

$$n_{th}^{BR} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - r_p^{(1-k)/k} \quad (2.5)$$

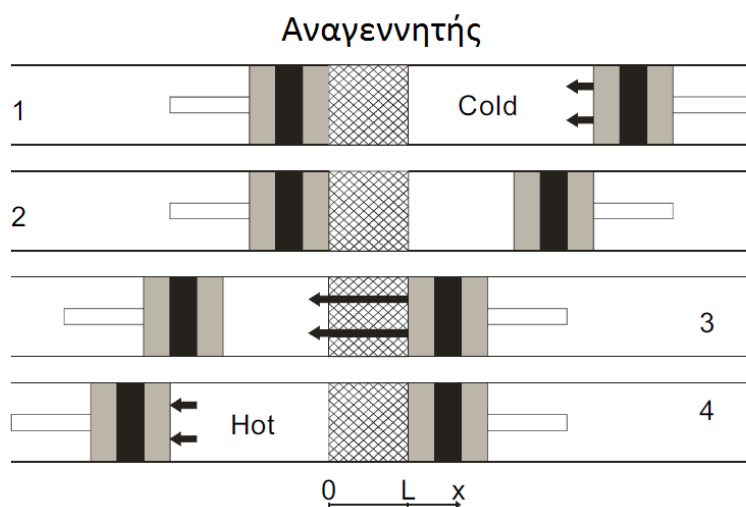
Όπου T_i (i=1-4) η απόλυτη θερμοκρασία, $r_p = p_2/p_1$ ο λόγος πίεσης και k η σταθερά αερίου.

Όπως προκύπτει από τον ορισμό, ο βαθμός απόδοσης εξαρτάται πολύ από το λόγο πίεσης και από τη θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο. Λόγω του ότι θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων (4) μπορεί να φτάσει τους 400-600°C, υπάρχουν μεγάλες απώλειες ενέργειας. Σύγχρονοι αεριοστρόβιλοι μπορούν να έχουν θερμοκτικό βαθμό απόδοσης μέχρι και 43,8% με απόδοσης ισχύος από 0,2-270MWe. Με χρήση κύκλων όπως Rankine, Kalina κ.α., με σκοπό την εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων, ο βαθμός απόδοσης μπορεί να φτάσει το 60%.

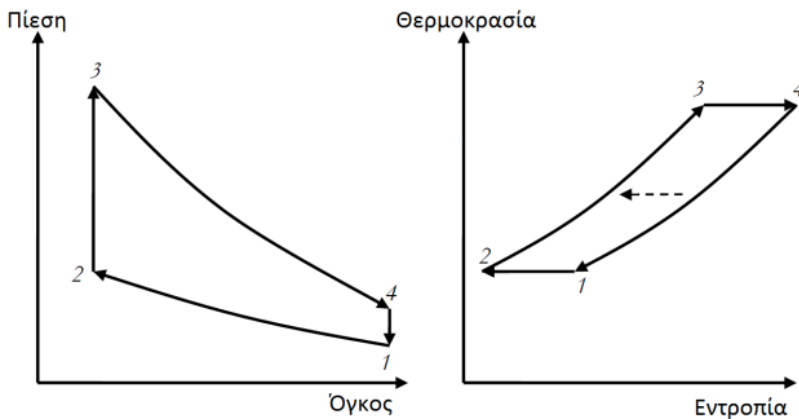
2.4.3 Κύκλος STIRLING

Ο κύκλος Stirling επινοήθηκε το 1816 από το ν.Robert Stirling. Αργότερα όμως η τεχνολογία αυτή εγκαταλείφθηκε λόγω της εμφάνισης των μηχανών εσωτερικής καύσης και των ηλεκτρικών κινητήρων. Το 1937 οι μηχανές Stirling επανήλθαν στην επιφάνεια και μέχρι σήμερα γνωρίζουν ανάπτυξη. Τα πλεονεκτήματα αυτών των μηχανών είναι ότι μπορούν να λειτουργήσουν με πολλά καύσιμα, έχουν χαμηλή κατανάλωση και είναι αθόρυβες. Λόγω της δυνατότητας να εργάζονται με διάφορα αέρια ή υγρά και να χρησιμοποιούν θερμότητα από διάφορες πηγές (ηλιακή ενέργεια), εφαρμόζονται σε πλήθος εφαρμογών όπως συνδυασμένους κύκλους παραγωγής ενέργειας και θερμότητας, παραγωγή ενέργειας από ηλιακή ακτινοβολία, κρυογονικούς ψύκτες Stirling (cryocoolers), αντλίες θερμότητας, μηχανές πλοίων, παραγωγή ενέργειας από πυρηνική ενέργεια, ηλεκτρικά αυτοκίνητα, μηχανές αεροσκαφών και διάφορες μηχανές χαμηλών θερμοκρασιών.

Η ιδανική λειτουργία, χωρίς απώλειες θερμότητας, του κύκλου Stirling που φαίνεται στην πιο κάτω εικόνα και στα διαγράμματα πίεσης-όγκου (P-V) και θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s), βασίζεται στη κίνηση δύο απέναντι εμβόλων και περιλαμβάνει δύο ισοθερμοκρασιακές και δύο ισόχωρες διεργασίες. Κατά τη διαδικασία της συμπίεσης (1-2) το ψυχρό έμβολο κινείται προς τον εναλλάκτη θερμότητας. Ακολούθως (2-3) τα δύο έμβολα κινούνται όμοια, έτσι ώστε ο όγκος του εργαζόμενου μέσου να παραμείνει σταθερός και το μέσο διέρχεται δια μέσου του εναλλάκτη. Η εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου (3-4) πραγματοποιείται με κίνηση μόνο του θερμού εμβόλου. Τέλος τα δύο έμβολα διατηρώντας τον όγκο του εργαζόμενου μέσου σταθερό, το μεταφέρουν μέσω του εναλλάκτη στην αρχική κατάσταση (4-1). (Pascal Puech, 2011)



Σχήμα 2.5 – Θέση εμβόλων σε μηχανή Stirling (Pascal Puech, 2011)

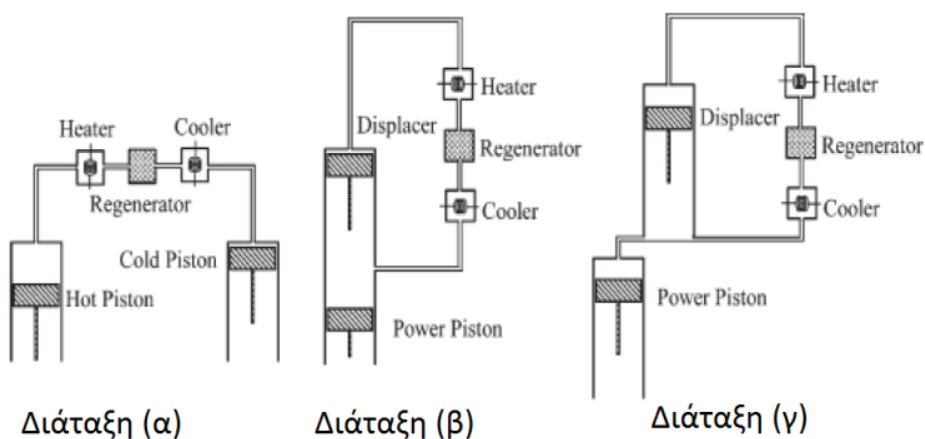


Σχήμα 2.6 – Διαγράμματα P-v και T-s κύκλου Stirling

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης ενός ιδανικού κύκλου Stirling ορίζεται στην εξίσωση (2.6) και εξαρτάται κατά κύριο λόγο από τη θερμοκρασιακή διαφορά των δύο καταστάσεων.

$$\eta_{th}^{ST} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (2.6)$$

Συνήθως χρησιμοποιείται μια εκ των τριών διατάξεων του κύκλου οι οποίες παρουσιάζονται στο σχήμα 2.7. Σε όλες τις διατάξεις ο εκτοπιστής (displacer) κάνει την ίδια δουλειά. Μεταφέρει το εργαζόμενο μέσο στη θερμή και ψυχρή περιοχή του κύκλου. Εργαζόμενα μέσα κατάλληλα για τον κύκλο Stirling φαίνεται να είναι το μεθάνιο, ήλιο, υδρογόνο και ο αέρας.



Σχήμα 2.7 – Διατάξεις κύκλου Stirling (Tchanche, 2010)

Τυπικές θερμοκρασίες λειτουργίας του κύκλου είναι 900-1073K (630-800°C) παρέχοντας ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης 25-40%.

2.4.4 Κύκλοι OTTO και DIESEL

Οι κύκλοι Otto και Diesel είναι οι κατεξοχήν κύκλοι λειτουργίας των μηχανών εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ) (William Z. Black, 2010). Η διαφορά των δύο κύκλων βρίσκεται στην πρόσδοση θερμότητας. Οι μηχανές Diesel, που λειτουργούν με τεχνολογία CI (compression-ignition), συμπιέζουν τον αέρα σε θερμοκρασία υψηλότερη της αυτανάφλεξης του καυσίμου. Έτσι η καύση γίνεται όταν το καύσιμο εισέλθει στο θάλαμο καύσης. Οι μηχανές Otto, που λειτουργούν με τεχνολογία SI (spark-ignition), συμπιέζουν μίγμα αέρα-καυσίμου σε θερμοκρασία μικρότερη της αυτανάφλεξης του καυσίμου και έτσι η καύση γίνεται με τη χρήση μπουζί. Ο βαθμός απόδοσης των δύο κύκλων ορίζεται ως:

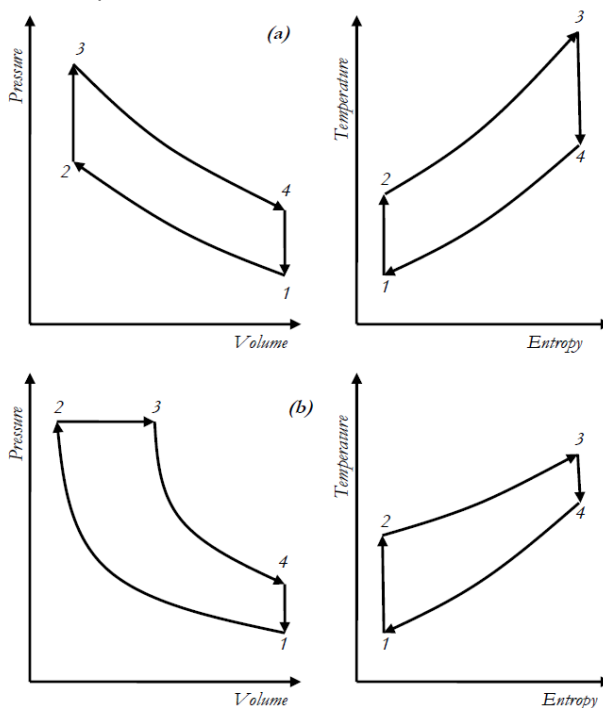
$$n_{th}^{OTTO} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - r^{1-k} \quad (2.7)$$

$$n_{th}^{DIESEL} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - r^{1-k} \frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \quad (2.8)$$

Με $\dot{Q}_{in} = \dot{m}c_p(T_3 - T_2)$, $\dot{Q}_{out} = \dot{m}c_v(T_4 - T_1)$, $r = \frac{v_1}{v_2}$, $k = \frac{c_p}{c_v}$, $r_c = \frac{v_3}{v_2}$

Οι μηχανές Diesel λειτουργούν σε μεγαλύτερες πιέσεις σε σχέση με τις μηχανές Otto, με θερμικό βαθμό απόδοσης περίπου 35-40%

Οι παλινδρομικές μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) (internal combustion engine)(ICE) παράγουν καυσαέρια σε θερμοκρασίες 90-400°C των οποίων η θερμότητα μπορεί να ανακτηθεί με χρήση κύκλων Rankine, Kalina ή να χρησιμοποιηθεί σε θερμοηλεκτρικές συσκευές.



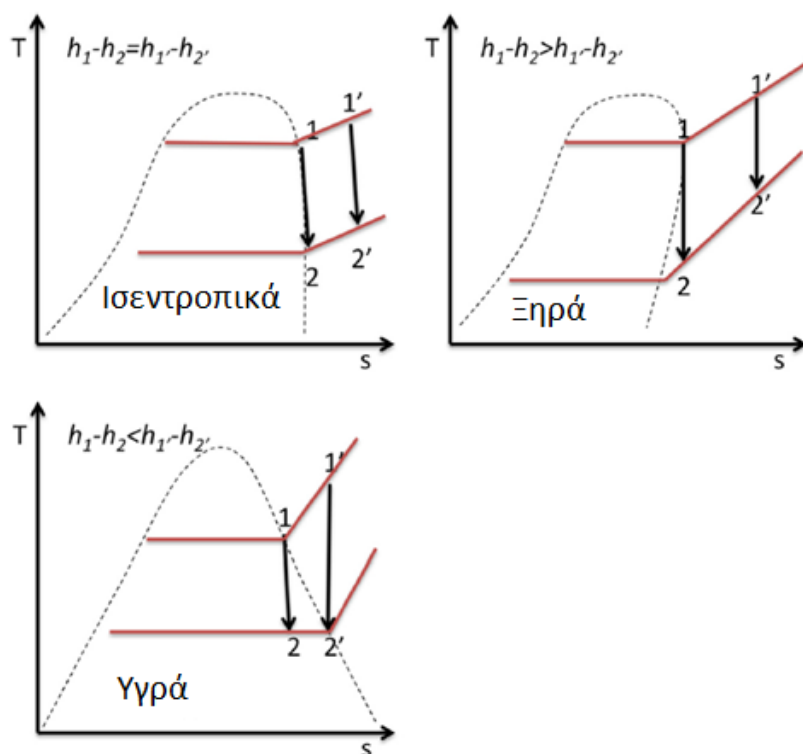
Σχήμα 2.8 – Θερμοδυναμικά διάγραμμα τα παλινδρομικών μηχανών Otto (a) και Diesel (b)

2.5 Βελτιωμένοι κύκλοι Rankine

2.5.1 Κύκλος Rankine με υπερθέρμανση

Η λειτουργία και η απόδοση των συσκευών παραγωγής ενέργειας είναι άρρηκτα συνδεδεμένες με τα θερμοφυσικά χαρακτηριστικά των εργαζόμενων μέσων (θερμοκρασία, πυκνότητα ατμού, ενθαλπία κτλ.). (Bertrand F.Tchanche, 2014). Ρευστά με υψηλή πυκνότητα και ενθαλπία είναι καταλληλότερα. Τα εργαζόμενα μέσα μπορούν να χωριστούν σε 3 κατηγορίες. Σε υγρά (wet) τα οποία έχουν ψηλό σημείο βρασμού (boiling point) και αρνητική κλίση ($dT/ds < 0$) στη καμπύλη κορεσμένου ατμού (νερό, αμμωνία), στα ισεντροπικά (isentropic) τα οποία έχουν άπειρη κλίση και τα ξηρά (dry) τα οποία έχουν θετική κλίση καμπύλης κορεσμένου ατμού. Υπερθερμαίνοντας ένα υγρό μέσο αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης και ο βαθμός απόδοσης του κύκλου, ενώ παράλληλα μειώνεται η πιθανότητα εμφάνισης σταγονιδίων στην εκτόνωση τα οποία προκαλούν διάβρωση.

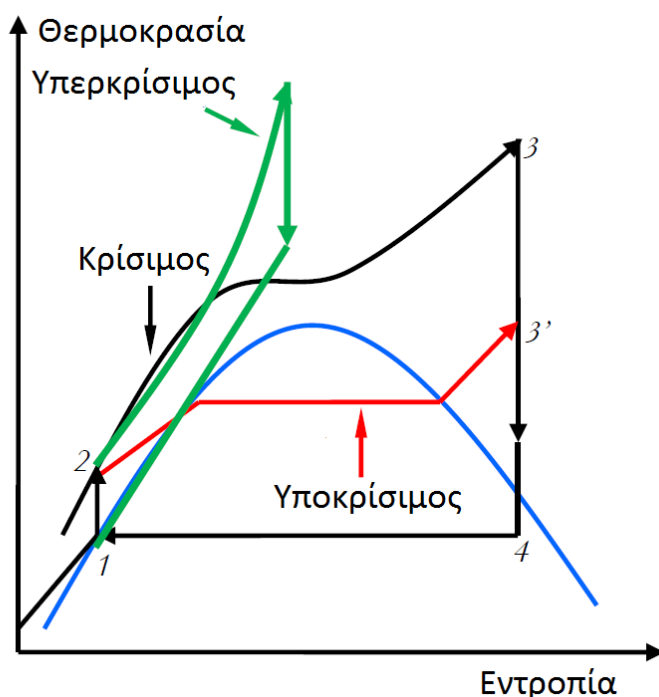
Η υπερθέρμανση μετατοπίζει το σημείο ατμοποίησης προς τα δεξιά της καμπύλης T-s ($3-3'-3''$) και έτσι παράγεται περισσότερη ενέργεια αφού: $h_{3''}-h_{4''} > h_{3'}-h_{4'} > h_3-h_4$. Τα ξηρά εργαζόμενα μέσα δε χρειάζονται υπερθέρμανση επειδή η εκτόνωση γίνεται στην περιοχή υπέρθερμου ατμού. Σχήμα 2.9



Σχήμα 2.9 – Υπερθέρμανση για τα τρία είδη εργαζόμενων μέσων (Bertrand F.Tchanche, 2014)

2.5.2 Κρίσιμος και Υπερκρίσιμος κύκλος Rankine

Ο υποκρίσιμος κύκλος Rankine λειτουργεί σε πιέσεις κάτω από το κρίσιμο σημείο του εργαζόμενου μέσου. Ψηλές πιέσεις λειτουργίας οδηγούν σε μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης του κύκλου επειδή αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης. Ο απλός κύκλος Rankine λειτουργεί μεταξύ 2 πιέσεων. Της υψηλής πίεσης η οποία είναι η πίεση ατμοποίησης και της χαμηλής πίεσης η οποία είναι η πίεση συμπύκνωσης. Η μέσης θερμοκρασίες των δύο φάσεων αποτελούν τα όρια του βαθμού απόδοσης του κύκλου βάση της θεωρίας του Carnot. Εάν μια εκ των δύο πιέσεων είναι πάνω από το κρίσιμο σημείο του μέσου, ο κύκλος ονομάζεται κρίσιμος. Εάν είναι και οι δυο πιέσεις είναι πάνω από το κρίσιμο σημείο τότε ονομάζεται υπερκρίσιμος. (Tchanche, 2010)



Σχήμα 2.10 – Υποκρίσιμος, Κρίσιμος και Υπερκρίσιμος κύκλος Rankine (Tchanche, 2010)

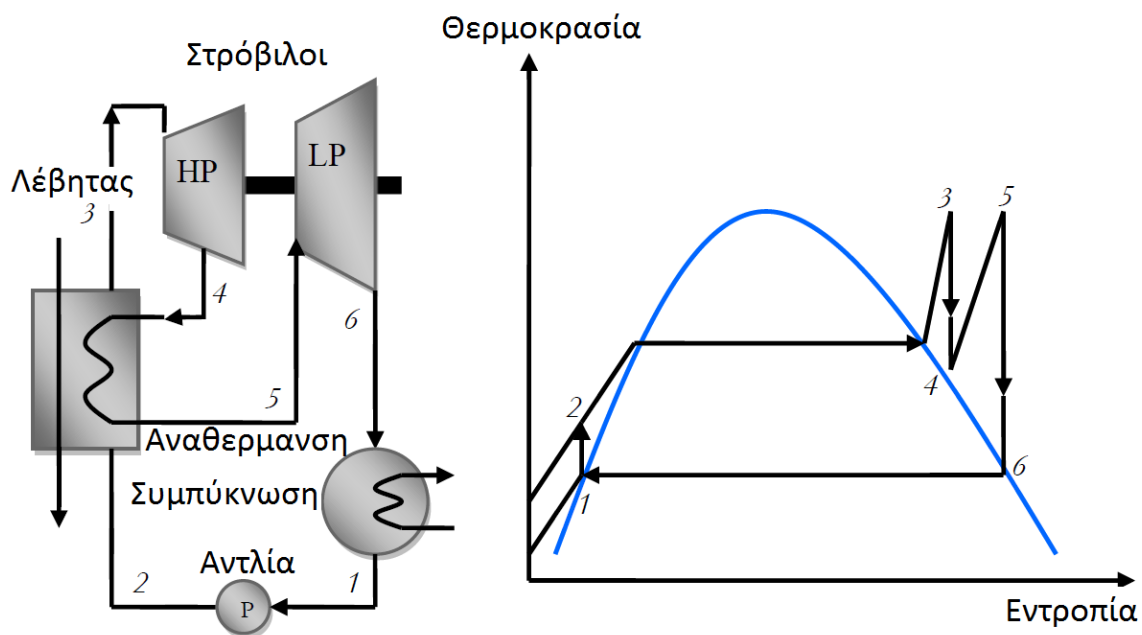
Οι κρίσιμοι και υπερκρίσιμοι οργανικοί κύκλοι Rankine χρησιμοποιούν ως εργαζόμενα μέσα ρευστά τα οποία έχουν χαμηλό κρίσιμο σημείο και χαμηλή θερμοκρασία ατμοποίησης όπως το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), R290, R134a, R32 κτλ. Πρόσφατες μελέτες έδειξαν ότι η αλλαγή από υποκρίσιμο σε κρίσιμο κύκλο δεν επιφέρει μεγάλη μεταβολή στην απόδοση του κύκλου (περίπου 8%). Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι πιο αποδοτικοί όταν χρησιμοποιούνται σε κρίσιμους κύκλους. Όμως οι κύκλοι αυτοί χρειάζονται περαιτέρω ασφαλιστικά συστήματα λόγω της λειτουργίας τους πάνω από το κρίσιμο σημείο, με αποτέλεσμα την αύξηση του κόστους τους.

Υπάρχει ένα γενικό ενδιαφέρον στη χρήση του διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) ως εργαζόμενο μέσο σε κύκλους συμπίεσης αερίου όπως και σε κύκλους παραγωγής ενέργειας από πυρηνικούς σταθμούς, ανάκτησης θερμότητας ή ακόμα και σε ηλιακά συστήματα. Το διοξείδιο του άνθρακα έχει πολλά πλεονεκτήματα. Είναι άφθονο, φιλικό στο περιβάλλον, μη τοξικό, μη εύφλεκτο, φτηνό και γνωρίζουμε πολύ καλά τις θερμοφυσικές του ιδιότητες. (Tchanche, 2010)

2.5.3 Κύκλοι Rankine με αναγέννηση

Κύκλος με αναθέρμανση

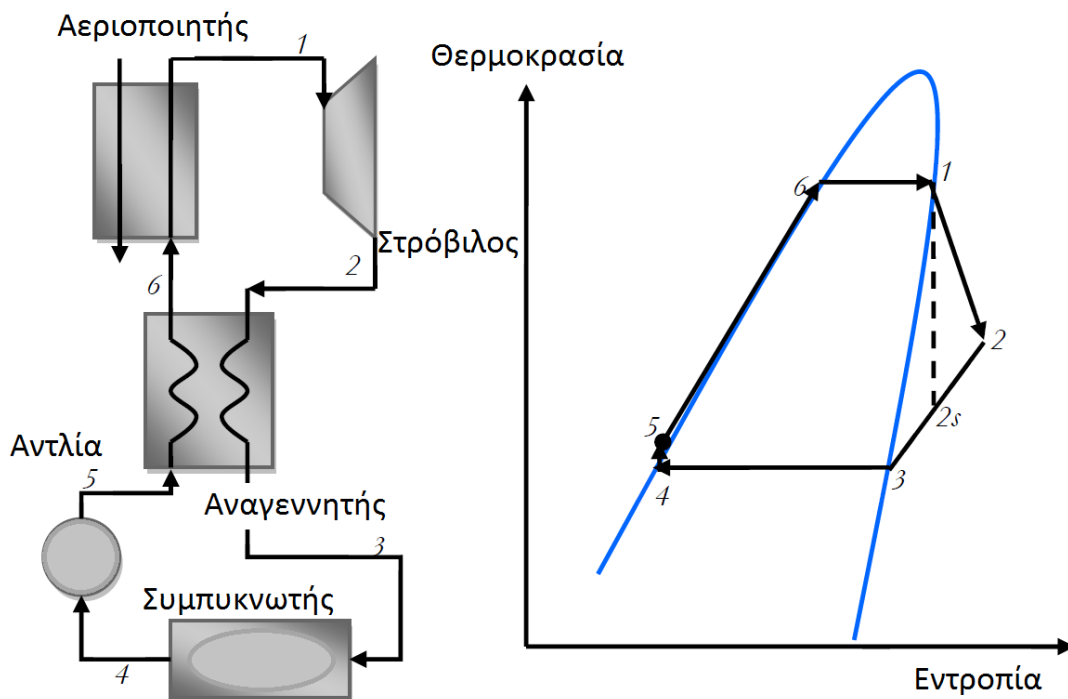
Ο κύκλος Rankine με αναθέρμανση είναι ένας τυπικός κύκλος Rankine ο οποίος λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο το νερό, το οποίο είναι υγρό μέσο, και έχει 2 στρόβιλους εκτόνωσης. Έναν υψηλής πίεσης και ένα χαμηλής πίεσης. Όταν το μέσο φεύγει από τον πρώτο στρόβιλο και πάει στο δεύτερο χρειάζεται αναθέρμανση. Το εργαζόμενο μέσω εκτονώνεται δύο φορές (3-4 και 5-6) και αναθερμαίνεται. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν περισσότεροι από 2 στρόβιλοι εκτόνωσης. (Tchanche, 2010)



Σχήμα 2.11 – Κύκλος Rankine με αναθέρμανση (Tchanche, 2010)

Κύκλος με ενδιάμεση αναθέρμανση

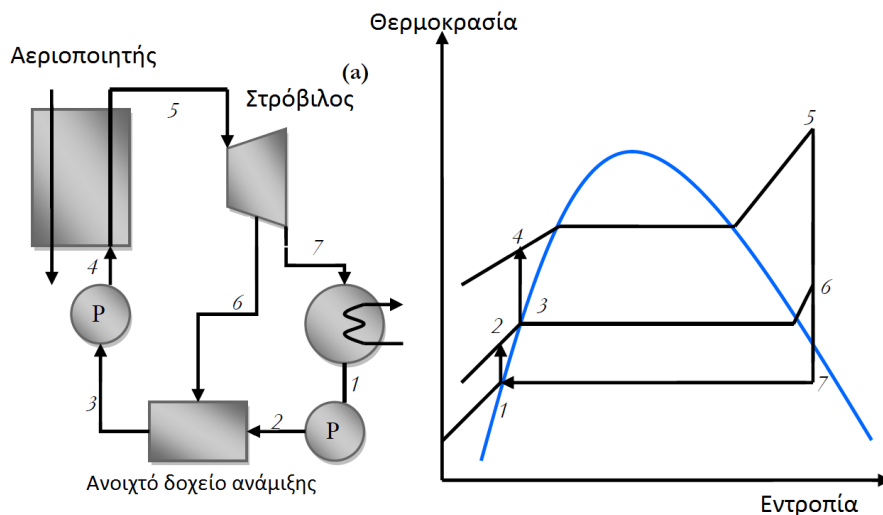
Ξηρά οργανικά μέσα που έχουν θετική κλίση στη καμπύλη κορεσμένου ατμού, είναι κατάλληλα για ασφαλή λειτουργία σε συστήματα κύκλων Rankine. Χρησιμοποιώντας ξηρά μέσα η εκτόνωση τελειώνει στη ζώνη του υπέρθερμου ατμού. Ένας ενδιάμεσος εναλλάκτης θερμότητας μπορεί να προστεθεί στο σύστημα, αυξάνοντας την θερμοκρασία του ρευστού πριν αυτό εισέλθει στον αεριοποιητή με αποτέλεσμα την αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου. Για να επιτευχθεί αυτό πρέπει η θερμοκρασία του ρευστού μετά την εκτόνωση να είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του ρευστού που εξέρχεται από την αντλία (ρεύμα 2-3 με ρεύμα 5-6). Συνήθως ρευστά όπως pentane, butane, toluene, R141b, R245fa, R113, R123 και HFE7100 μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε κύκλους με ενδιάμεση αναθέρμανση.



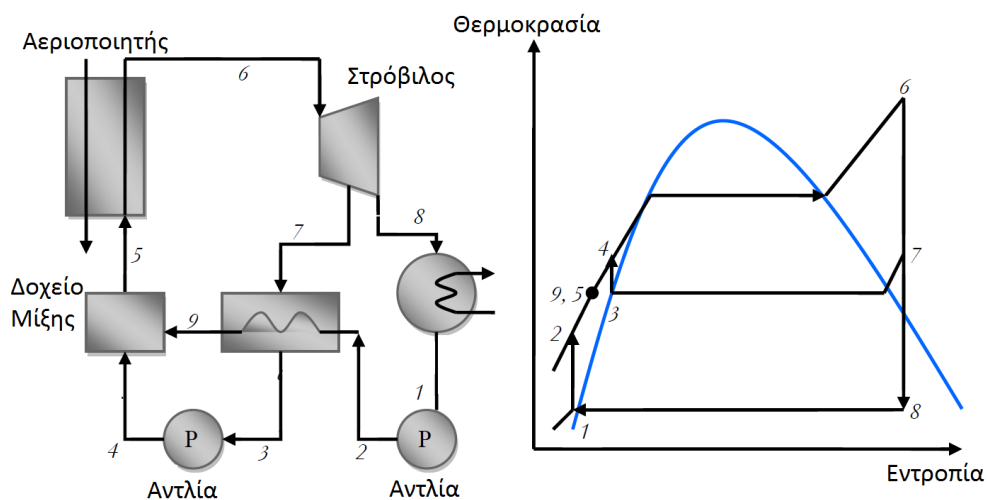
Σχήμα 2.12 – Κύκλος Rankine με ενδιάμεση αναθέρμανση (Tchance, 2010)

Κύκλος με προθέρμανση τροφοδοτικού μέσου με χρήση ανοιχτού δοχείου

Μόνιμη μελέτη στους κύκλους παραγωγής ενέργειας γίνεται για την αύξηση του βαθμού απόδοσης τους. Η αύξηση αυτή είναι συνδεδεμένη με τη μέση θερμοκρασία αεριοποίησης στον αεριοποιητή. Ένας τρόπος αύξησης αυτής της θερμοκρασίας είναι η πρόσθεση ειδικών τύπων εναλλακτών θερμότητας όπως είναι τα δοχεία (feedliquid heaters). Υπάρχουν ανοιχτά και κλειστά δοχεία ανάμιξης. Σε ένα ανοιχτό δοχείο ανάμιξης γίνεται ανάμιξη του ρεύματος που αφήνει την αντλία, με ρεύμα εργαζόμενου μέσου το οποίο απομαστεύεται από την εκτόνωση. Σε ένα κλειστό δοχείο προθέρμανσης τα δύο ρεύματα δεν αναμιγνύονται καθόλου παρά μόνο πριν εισέλθουν στον αεριοποιητή. Τα συστήματα αυτά όχι μόνο αυξάνουν τον βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης αλλά συμβάλουν και στην εξαέρωση του συστήματος όπως επίσης και στον έλεγχο της παροχής του εργαζόμενου μέσου. Επίσης με τη χρήση τέτοιων δοχείων αυξάνεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος και η θερμοδυναμική του συμπεριφορά. (Pedro J. Mago, 2008)



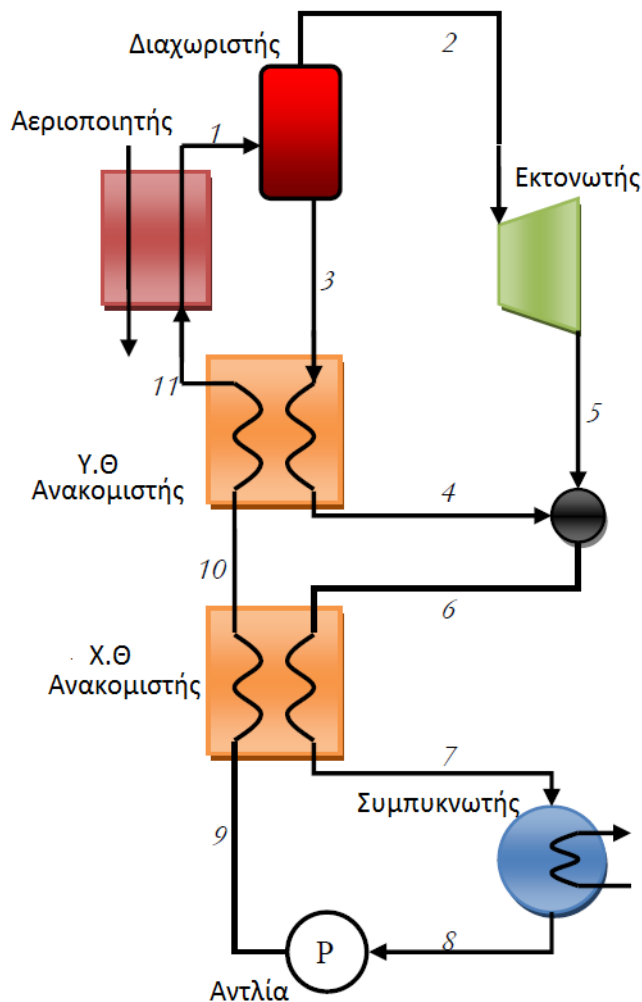
Σχήμα 2.13 – Βελτιωμένος κύκλος Rankine με ανοιχτό δοχείο μίξης (Tchanche, 2010)



Σχήμα 2.14 – Βελτιωμένος κύκλος Rankine με κλειστό δοχείο ανάμιξης (Tchanche, 2010)

Κύκλος Kalina

Ο Alexander I. Kalina συνέχισε τη μελέτη των *Maloney* και *Robertson* στους κύκλους παραγωγής ενέργειας-απορρόφησης και πρότεινε διάφορους κύκλους για μονάδες γεωθερμίας και καύσης βιομάζας. Ο πρώτος γνωστός «κύκλος Kalina» παρουσιάστηκε το 1983, 30 χρόνια μετά το κύκλο *Maloney* και *Robertson*. Ο κύκλος Kalina έχει κάποια επιπρόσθετα στοιχεία όπως ο διαχωριστής, ο αναγεννητής και ο απορροφητής, σε σχέση με τον απλό κύκλο Rankine. Πιο κάτω παρουσιάζεται ο κύκλος ο οποίος χρησιμοποιήθηκε σε γεωθερμική μονάδα παραγωγής ενέργειας στο Husavik στην Ισλανδία. Το μείγμα αμμωνίας-νερού θερμαίνεται στον αεριοποιητή και ακολούθως διαμέσου του διαχωριστή, όπου διαχωρίζεται η αέρια από την υγρή φάση, εισέρχεται στο στρόβιλο όπου και εκτονώνεται για να παραχθεί ενέργεια. Μετά την εκτόνωση, το αέριο ρεύμα αναμειγνύεται με το υγρό ρεύμα και συμπυκνώνονται μαζί στο συμπυκνωτή. Χρησιμοποιώντας ενδιάμεσες αναθερμάνσεις επιτυγχάνεται αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου και διαχείριση της θερμότητας.



Σχήμα 2.16 – Διάταξη κύκλου Kalina (Bertrand F.Tchance, 2014)

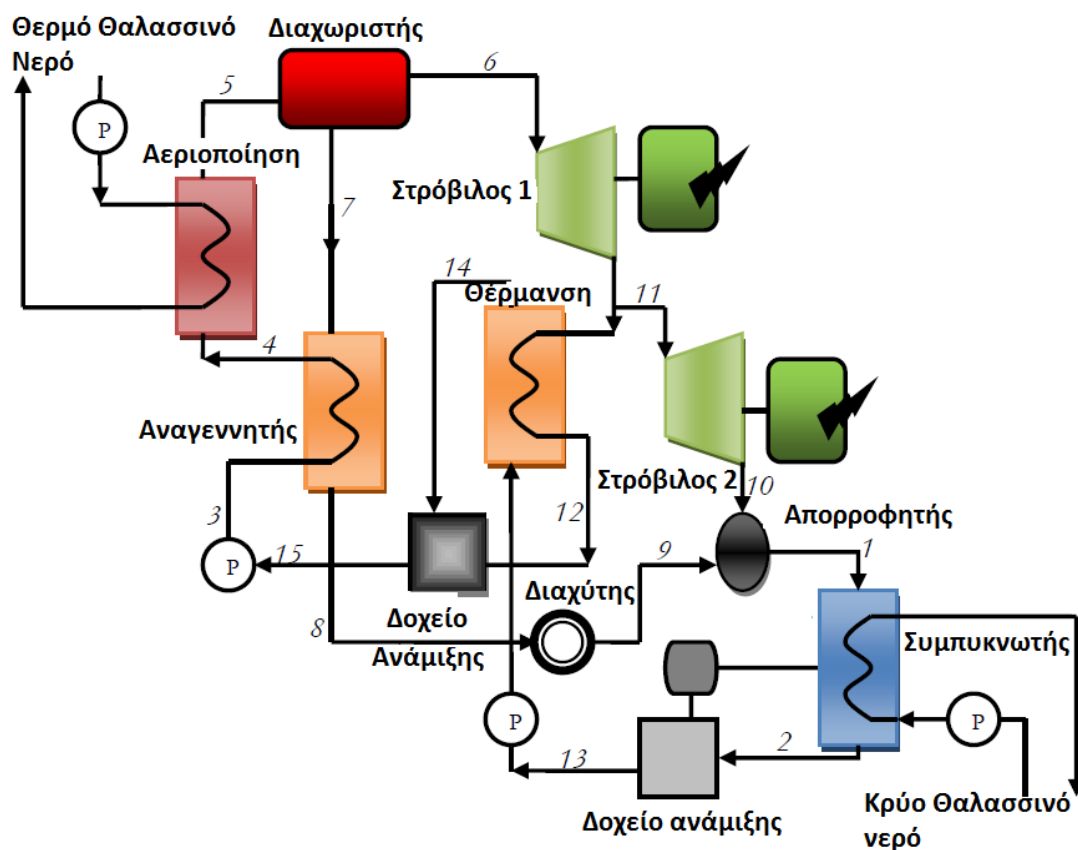
Ενώ θεωρητικά στην αρχή έδειχνε ότι κύκλος αυτός έχει πλεονεκτήματα έναντι του κύκλου Rankine, με θερμικό βαθμό απόδοσης 10-60% μεγαλύτερο, εντούτοις πρόσφατες μελέτες έδειξαν ότι το πλεονέκτημα του κύκλου αυτού δεν είναι τόσο μεγάλο. Οι λόγοι είναι πως η αύξηση του βαθμού απόδοσης από τη χρήση κύκλου Kalina δεν είναι τόσο μεγάλη στην πράξη έτσι ώστε να επικαλύπτει το μεγαλύτερο κόστος της εφαρμογής του, λόγω επιπρόσθετων στοιχείων και πολυπλοκότητάς. Στο πίνακα παρατίθενται κάποιες εφαρμογές που λειτουργούν με χρήση κύκλου Kalina. (Ogriseck, 2009)

Πίνακας 2.1 – Μονάδες παραγωγής ενέργειας με χρήση κύκλου Kalina (Ogriseck, 2009)

Μονάδα	Χώρα	Πηγή θερμότητας	Ισχύς	Πρώτη Λειτουργία
Canoga park (Demo)	USA	515 °C exhaust gas of gas turbine, later solar centaur gas turbine	3 MW, later 6.5 MW	1992–1996
Fukuoka city	Japan	Waste heat from incineration plant	5 MW	1999
Kashima steel works	Japan	98 °C water, waste heat of production	3.1 MW	1999
Husavik	Iceland	Geothermal brine at 124 °C	2 MW	2000
Unterhaching	Germany	Geothermal	3.4 MW	2007

Κύκλος Uehara

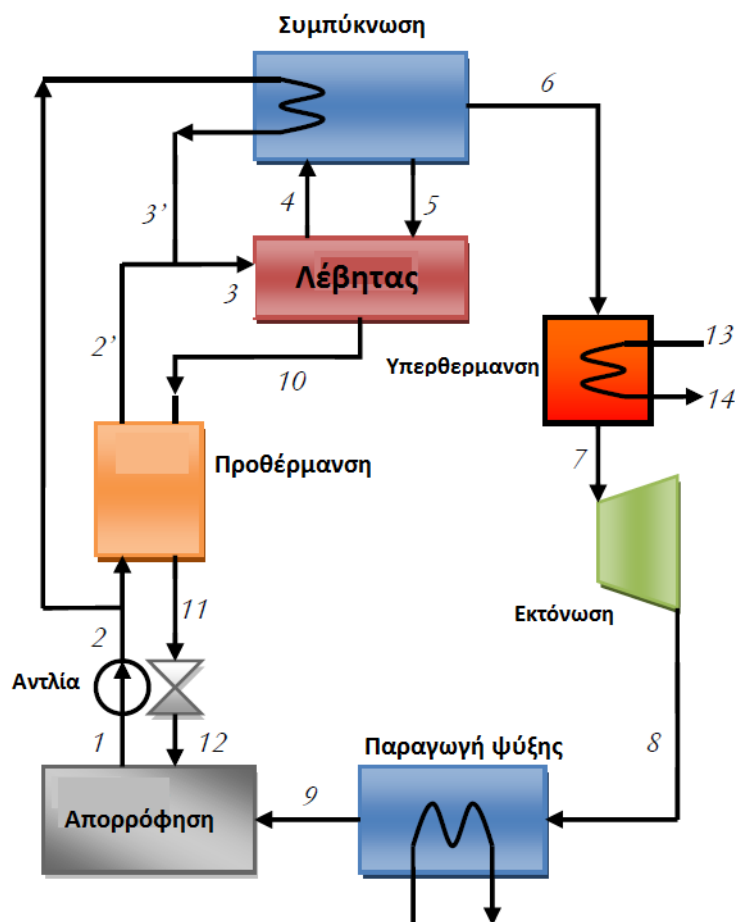
Ο κύκλος Uehara επινοήθηκε στο Saga University στην Ιαπωνία από των Uehara, οποίος εξέταζε διάφορους κύκλους για παραγωγή ενέργειας από θερμά ρεύματα των ωκεανών. Μελετώντας των κύκλο Kalina για αυτήν την εφαρμογή, έκανε κάποιες βελτιστοποιήσεις ώστε να γίνει καταλληλότερος στην εφαρμογή αυτή. Οι προσθήκες ήταν ένας δεύτερος στρόβιλος, ένας θερμαντήρας και ένας δεύτερος συμπυκνωτής. Η διάταξη του κύκλου Uehara φαίνεται στο σχήμα 2.17. Ο κύκλος αυτός χρησιμοποιεί μείγμα αμμωνίας-νερού ως εργαζόμενο μέσο. Αρχικά το θερμό ρεύμα του θαλασσινού νερού εισέρχεται στον αεριοποιητή και θερμαίνει το εργαζόμενο μείγμα. Το ατμοποιημένο μείγμα διέρχεται από τον διαχωριστή ώστε να χωριστεί σε αέριο μείγμα και υγρό. Το ατμοποιημένο μείγμα εκτονώνεται στο πρώτο στρόβιλο. Μέρους του ατμού απομαστεύεται και περνά από τον θερμαντήρα και το υπόλοιπο εκτονώνεται στο δεύτερο στρόβιλο. Παράλληλα το διαχωρισθέν υγρό διέρχεται από τον αναγεννητή, για να προθερμάνει το μείγμα πριν να εισέλθει στον αεριοποιητή, και έπειτα μεσώ του διαχύτη στον απορροφητή. Το αέριο μίγμα από το δεύτερο στρόβιλο απορροφάται με μίγμα αμμωνίας/νερού στον απορροφητή. Μέρους του ατμοποιημένου μίγματος που δεν μπορεί να απορροφηθεί ψύχεται και συμπυκνώνεται από το κρύο θαλασσινό νερό. Οι αντλίες του εργαζόμενου μέσου διοχετεύουν το μέσο στον θερμαντήρα, στον αναγεννητή και αεριοποιητή ώστε να επαναληφθεί ο κύκλος. Με θερμό ρεύμα 28°C και κρύο ρεύμα 6°C ο κύκλος Uehara έχει θερμικό βαθμό απόδοσης 5,4%, οποίος είναι 10% μεγαλύτερος από τον κύκλο Kalina και 30% μεγαλύτερος από τον κύκλο Rankine αμμωνίας. (Tchanche, 2010)



Σχήμα 2.17 – Διάταξη κύκλου Uehara (Bertrand F.Tchanche, 2014)

Συνδυασμένος κύκλος παραγωγής ενέργειας και ψύξης

Ο συνδυασμένος κύκλος παραγωγής ενέργειας και ψύξης επινοήθηκε από τον Goswami το 1995. Ο κύκλος αυτός συνδυάζει δύο θερμοδυναμικούς κύκλους, το κύκλο Rankine και το κύκλο ψύξης αμμωνίας-απορρόφησης. Αυτός ο κύκλος χρησιμοποιεί μείγμα αμμωνίας-νερού ως εργαζόμενο μέσο, το οποίο μειώνει τη μη αντιστρεψιμότητα της μεταφοράς θερμότητας, ειδικά για πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας (θερμότητα από ηλιακούς συλλέκτες, γεωθερμία). (Feng Xu, 2000). Ο κύκλος χρησιμοποιεί μείγμα με υψηλή συγκέντρωση αμμωνίας στον στρόβιλο, το οποίο μπορεί να εκτονωθεί σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία χωρίς να υποστεί συμπύκνωση. Η πολύ χαμηλή θερμοκρασία της αμμωνίας παρέχει ψύξη. Η χαμηλής θερμοκρασίας αμμωνία συμπυκνώνεται με μία διαδικασία συμπύκνωσης-απορρόφησης. Τα καθαρά αποτελέσματα είναι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ψύξης και η μείωση των απωλειών κατά τη συμπύκνωση. Η μοντελοποίηση που έγινε από τους Feng Xu κ.α. (Feng Xu, 2000) έδειξε πως με το εργαζόμενο μέσο να εισέρχεται στο στρόβιλο σε θερμοκρασία 410K και πίεση 30bar και να εξέρχεται σε πίεση 2 bar ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ήταν 23,54% έναντι 31,7% του βαθμού απόδοσης κύκλου Carnot σε λειτουργία μεταξύ θερμοκρασιών 410K και 280K. Ο βαθμός απόδοσης του συνηθισμένου κύκλου Rankine νερού-ατμού θα ήταν αρκετά μικρότερος. Επιπρόσθετα μία εφαρμογή τέτοιου κύκλου σχεδιασμένη για παραγωγή 2MW ηλεκτρικής ισχύος μπορεί να παράγει περισσότερους από 200 ψυκτικούς τόνους.



Σχήμα 2.18 – Συνδυασμένος κύκλος παραγωγής ενέργειας και ψύξης (GOSWAMI) (Bertrand F.Tchanche, 2014)

2.6 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο 2 παρουσιάστηκαν οι κλασικοί κύκλοι μετατροπής θερμικής ενέργειας σε έργο και οι βελτιωμένοι κύκλοι Rankine μαζί με κάποιους νέους καινοτόμου κύκλους. Η αύξηση της απόδοσης ενός κλασικού κύκλου Rankine μπορεί να επιτευχθεί με διάφορες προσθήκες όπως αναθέρμανση, ή αύξηση της πίεσης για λειτουργία σε κρίσιμα ή υπερκρίσιμα σημεία. Η προσπάθεια μείωσης απωλειών ενέργειας και εξέργεια τα τελευταία χρόνια, οδήγησε στην δημιουργία καινοτόμων κύκλων όπως οι κύκλοι Moloney and Robertson, Kalina, Uehara και Goswami. Ο απλός οργανικός κύκλος Rankine φαίνεται να είναι ο καταλληλότερος για εκμετάλλευση θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών.

3 Εφαρμογές οργανικού κύκλου Rankine

3.1 Εισαγωγή

Ο κύκλος Rankine είναι ευρέως εφαρμόσιμος σε μεγάλες εγκατάστασης μετατροπής ενέργειας σε μηχανικό έργο ή ηλεκτρισμό. Συνήθως το εργαζόμενο μέσο τέτοιων εγκαταστάσεων είναι νερό, γι' αυτό ονομάζεται κύκλος Rankine νερού-ατμού. Το νερό έχει πολύ μικρό μοριακό βάρος (18Kg/mol), υψηλή θερμοκρασία ατμοποίησης σε ατμοσφαιρική πίεση (100°C) και υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία 374°C. Τα κύρια πλεονεκτήματα χρήσης του νερού ως εργαζόμενο μέσο είναι η χημική του σταθερότητα, το χαμηλό ιξώδες, γεγονός που περιορίζει την απαιτούμενη ενέργεια για μεταφορά του. Έχει επίσης υψηλή σχετικά θερμοχωρητικότητα (4, 18 kJ/kg.k) που το καθιστά καλό μέσο για μεταφορά θερμότητας. Τέλος είναι φθινό, άφθονο, μη τοξικό και πολύ φιλικό στο περιβάλλον. (Tchanche, 2010)

Ωστόσο υπάρχουν αρκετά προβλήματα στη χρήση του νερού ως εργαζόμενο μέσο. Ως ένα «υγρό» ρευστό χρειάζεται υπερθέρμανση (μέχρι και 600 °C) για αποφυγή συμπύκνωσης κατά την εκτόνωση. Η πιθανότητα διάβρωσης στις τελευταίες βαθμίδες του στρόβιλου, οι μεγάλες πιέσεις λειτουργίας στον αεριοποιητή, οι πολύπλοκοι και ακριβοί στρόβιλοι λόγω μεγάλης παροχής όγκου μετά την εκτόνωση, καθιστούν το νερό κατάλληλο για εγκαταστάσεις μεγάλων θερμοκρασιών σε μεγάλα κεντρικά συστήματα.

Τα προαναφερθέντα προβλήματα μπορούν να αποφευχθούν αν αντί του νερού χρησιμοποιηθεί κάποιο οργανικό μέσο σε κύκλο Rankine, στον λεγόμενο «Οργανικό Κύκλο Rankine» (Organic Rankine Cycle) (ORC). Τα οργανικά μέσα χαρακτηρίζονται από υψηλή μοριακή μάζα και χαμηλή θερμοκρασία αεριοποίησης σε σχέση με το νερό. Ένας οργανικός κύκλος Rankine έχει αρκετά πλεονεκτήματα. (Tchanche, 2010). Σε σχέση με το νερό χρειάζεται λιγότερη θερμότητα για να αεριοποιηθεί, συνήθως η εκτόνωση του λαμβάνει τέλος στην περιοχή υπέρθερμου ατμού, έτσι αποφεύγεται η πιθανότητα διάβρωσης του εκτονωτή και η ανάγκη υπερθέρμανσης. Η μικρή διαφορά πίεσης αεριοποίησης και συμπύκνωσης επιφέρει μικρότερο λόγο εκτόνωσης και έτσι μπορούν να χρησιμοποιηθούν απλές συσκευές εκτόνωσης. Μία μονάδα ORC μπορεί να δουλέψει χωρίς επίβλεψη, γεγονός το οποίο οδηγεί σε χαμηλό κόστος ανθρωπίνου δυναμικού (A. Schuster, 2009). Αυτά τα πλεονεκτήματα καθιστούν τους κύκλους ORC κατάλληλους για μικρής και μεσαίας κλίμακας εγκαταστάσεις.

Η χρήση τέτοιων κύκλων αν και έχουν επινοηθεί από τη δεκαετία του 1880 έχει γίνει πολύ δημοφιλής τα τελευταία χρόνια, λόγω της ανησυχίας για εξάντληση των ορυκτών καυσίμων, της ατμοσφαιρικής μόλυνσης και της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος.

Ένα κύκλος ORC ανάλογα το εργαζόμενο μέσο που επιλέγεται κάθε φορά, μπορεί να ανακτήσει θερμότητα από διάφορες πηγές όπως είναι η ηλιακή ενέργεια, η γεωθερμία, η καύση βιομάζας, η απορριπτόμενη θερμότητα κ.α.

Στο παρόν κεφάλαιο αναλύονται οι κυριότερες εφαρμογές των κύκλων ORC. Μεταξύ αυτών είναι τα συστήματα ψύξης, θέρμανσης/κλιματισμού και τα συστήματα θερμικών ρευμάτων των ωκεανών

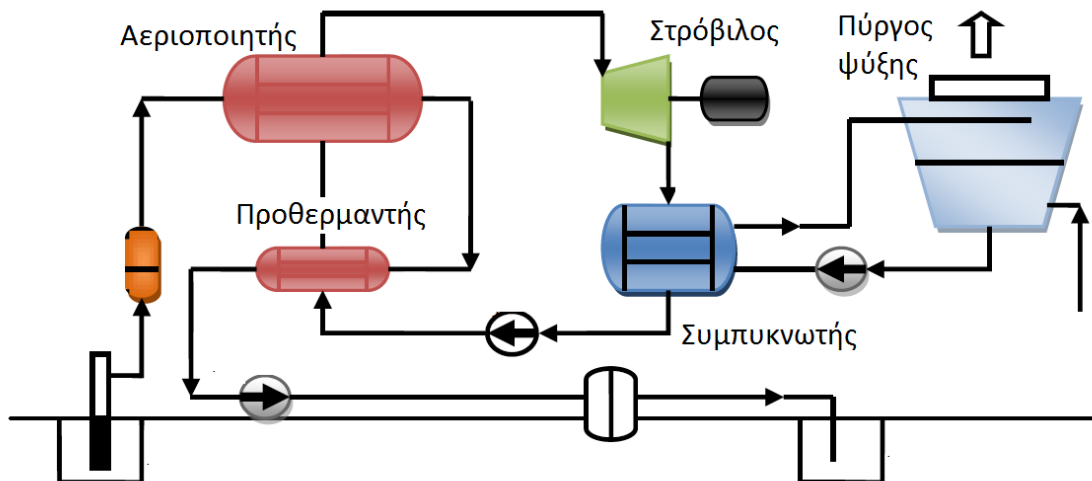
3.2 Εφαρμογές ORC

3.2.1 Δυαδικό σύστημα γεωθερμίας

Γεωθερμία ονομάζεται η θερμική ενέργεια που έχει η γη είτε αυτή προέρχεται από υγρά, κυρίως ζεστό νερό, είτε από πετρώματα. Όσο πιο βαθιά προχωρούμε προς το εσωτερικό της γης, τόσο μεγαλύτερες είναι οι θερμοκρασίες που επικρατούν. Η θερμότητα που εκλύεται στο περιβάλλον από την επιφάνεια της γης στη μονάδα του χρόνου διαφέρει από περιοχή σε περιοχή. Ο μέσος γεωθερμικός λόγος κοντά στην επιφάνεια της γης είναι περίπου 300K/Km, ο οποίος δεν είναι ομοιόμορφα διανεμημένος, γι'αυτό υπάρχουν περιοχές κατάλληλες και ακατάλληλες για γεωθερμικές εγκαταστάσεις (Bertrand F. Tchanche, 2011)

Η θερμότητα που μπορεί να αξιοποιηθεί από γεωθερμικές πηγές είναι διαθέσιμη σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών. Από μερικές δεκάδες βαθμών κελσίου μέχρι 300°C. Η χαμηλότερη θερμοκρασία που μπορεί να δεσμευτεί με τις υπάρχουσες τεχνολογίες είναι 80°C. Κάτω από αυτή τη θερμοκρασία, ο βαθμός απόδοσης της μετατροπής μειώνεται και οι γεωθερμικές μονάδες δεν είναι οικονομικά βιώσιμες. Στις μονάδες γεωθερμίας χαμηλών θερμοκρασιών που λειτουργούν με κύκλους ORC παρατηρείται σχετικά μεγάλη κατανάλωση ενέργειας στα βοηθητικά συστήματα. Για παράδειγμα οι αντλίες καταναλώνουν 30%-50% της συνολικής παραγόμενης ενέργειας. Η μεγαλύτερη κατανάλωση βρίσκεται στην αντλία που αναρροφά το γεωθερμικό μέσο η οποία πρέπει να το μεταφέρει σε μεγάλες αποστάσεις και με υψηλές τιμές παροχής. Η κατανάλωση ενέργειας στην αντλία του εργαζόμενου μέσου είναι μεγαλύτερη σε σχέση με κύκλους μεγάλων θερμοκρασιών διότι ο λόγος μεταξύ κατανάλωσης της αντλίας και παραγωγής ενέργειας («back work ratio») αυξάνεται με τη μείωση της θερμοκρασίας αεριοποίησης. Υψηλές θερμοκρασίες (>150°C) γεωθερμικών πηγών επιτρέπουν το συνδυασμό παραγωγής θερμότητας και ενέργειας: Η συμπύκνωση γίνεται σε υψηλότερες θερμοκρασίες (π.χ. 60°C) επιτρέποντας την περαιτέρω χρήση του νερού για τοπική θέρμανση. Σε αυτή την περίπτωση ο συνολικός βαθμός ανάκτηση θερμικής ενέργειας αυξάνεται, αλλά εις βάρος χαμηλότερου βαθμού απόδοσης ηλεκτρικής ενέργειας (Sylvain Quoilin, 2013).

Στο δυαδικό σύστημα γεωθερμίας που παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.1 η θερμότητα που έχει το γεωθερμικό υγρό μεταδίδεται σε ένα δευτερεύον εργαζόμενο μέσο, δια μέσου δύο εναλλακτών θερμότητας, το οποίο χρησιμοποιείται σε ένα κλασικό κύκλο Rankine. Το εργαζόμενο μέσο προθερμαίνεται στον θερμαντήρα, αεριοποιείται στον αεριοποιητή και εκτονώνεται πριν συμπυκνωθεί και μεταφερθεί εκ νέου στον αεριοποιητή μέσω της αντλίας. Η συμπύκνωση επιτυγχάνεται μέσω αέρα, νερού ή ψυκτικών πύργων.



Σχήμα 3.1-Διάγραμμα μονάδας δυαδικού γεωθερμικού συστήματος (Tchanche, 2010)

Η μέθοδος Kalina, στην οποία χρησιμοποιείται μείγμα αμμωνίας-νερού φαίνεται να είναι η μοναδική εναλλακτική λύση από τους κύκλους ORC. Ένα παράδειγμα γεωθερμικής μονάδας που εφαρμόζεται κύκλος ORC είναι η πρώτη μονάδα της Γερμανίας, «Neustadt–Glewe». Η εγκατάσταση χρησιμοποιεί ζεστό νερό 98°C περίπου, που βρίσκεται σε βάθος 2250m, και μετατρέπει αυτή τη θερμότητα σε 210KW ηλεκτρισμού με τη βοήθεια ενός στρόβιλου ORC. Το σύστημα ORC είναι ενσωματωμένο με τον κύκλο του ζεστού νερού ακριβώς μετά τον αγωγό άντλησης. Μετά την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας το νερό το οποίο βρίσκεται ακόμα στους 70-84°C μεταφέρεται στο τοπικό δίκτυο θέρμανσης. Αναλόγως της ζήτησης της θέρμανσης, το νερό ψύξης πρέπει να αναμιχθεί με ζεστό νερό από τον αγωγό άντλησης. Αυτό σημαίνει πως πρέπει να υπάρξει σωστή διαχείριση στη παροχή ζεστού νερό στις δύο εγκαταστάσεις_(A. Schuster, 2009). Το πρώτο δυαδικό σύστημα γεωθερμίας τέθηκε σε λειτουργία το 1967 στη Patatunka της Ρωσίας. Παρήγαγε 680 KWe χρησιμοποιώντας νερό θερμοκρασίας 81°C και αυτή η εγκατάσταση απέδειξε ότι το δυαδικό σύστημα είναι μια πολλά υποσχόμενη τεχνολογία. Για χαμηλές θερμοκρασίες γεωθερμικού μέσου κάτω από 150°C, λόγω μη αποδεχτού οικονομικού κόστους η μόνη λύση είναι η εφαρμογή δυαδικού συστήματος. Μέχρι το 2011 το δυαδικό σύστημα παραγωγής ενέργειας από γεωθερμία ήταν το πιο ευρέως εφαρμόσιμο σύστημα με 162 μονάδες σε λειτουργία που παρήγαγαν 373MW ενέργειας. Αποτελούσαν το 32,14% των γεωθερμικών εγκαταστάσεων όμως παρήγαγαν μόνο το 4% της συνολικής ενέργειας. Μερικές από αυτές τις μονάδες μαζί με κάποια άλλα τους χαρακτηριστικά δίνονται στο πίνακα 3.1. (Tchanche, 2010)

Πίνακας 3.1 – Μονάδες Γεωθερμικών εφαρμογών (Bertrand F. Tchanche, 2011)

Μονάδα/Χώρα	Θερμοκρασία Πηγής (°C)	Παροχή μάζας	Εργαζόμενο μέσο	Παραγόμενη/Καθαρή Ισχύς (MW)	Θερμικός Βαθμός Απόδοσης (%)
Amedee, USA	104	205 l/s	R-114	2.0/1.5	-
Wineagle, USA	110	63 l/s	isobutane	0.75/0.6	-
Altheim, Austria	106	86 l/s	-	-/1.0	-
Otake, Japan	130	14.661 kg/s	isobutane	-/1.0	12.9
Nigorikawa, Japan	140	50 kg/s	R-114	-/1.0	9.81
Reno, NV, USA	158	556 kg/s	isobutane	27/21.744	10.2

Η μελέτη γεωθερμικών μονάδων επικεντρώνεται στη βελτιστοποίηση της εκμετάλλευσης της πηγής. Αυτό μετρίεται σε βαθμούς απόδοσης πρώτου και δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου. Με τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης να κυμαίνεται 5-15% και το βαθμό απόδοσης δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου 20-54%. Μεγάλος αριθμός ερευνών καθορίζουν κριτήρια και κατευθυντήριες γραμμές για το βέλτιστο σχεδιασμό δυαδικού κύκλου παραγωγής ενέργειας.

Σύμφωνα με την εργασία των Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur κ.α. (Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur, 2007) η παροχή του γεωθερμικού μέσου πρέπει να επιλέγεται για τη μεγιστοποίηση της παραγωγής ενέργειας. Οι Mehmet Kanoglu κ.α (Mehmet Kanoglu, 2008) αξιολόγησαν τη θερμοδυναμική επίδοση του δυαδικού συστήματος γεωθερμίας Reno (Nevada, USA). Αυτή η μονάδα χρησιμοποιεί γεωθερμικό υγρό στους 158°C και isobutene ως εργαζόμενο μέσο. Ο εξεργειακός και ενεργειακός βαθμός απόδοσης ήταν 21% και 10.20% αντίστοιχα. Το υγρό απορρίπτεται σε σχετικά υψηλή θερμοκρασία περίπου 90°C, με απώλειες εξέργειας 35,5% και ενέργειας 55,7%, και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για παροχή θερμότητας στη περιοχή ώστε να αυξηθεί ο συνολικός βαθμός απόδοσης της μονάδας. Πολυάριθμες εργασίες μελετούν την επιλογή των κατάλληλων μέσων χρησιμοποιώντας πολύ διαφορετικά κριτήρια βελτιστοποίησης. Οι Florian Heberle κ.α. (Florian Heberle, 2010) σύγκριναν τον δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο απόδοσης των οργανικών κύκλων Rankine σε κυκλώματα σε σειρά και παράλληλα. Οι Hettiarachchia κ.α. (H.D. Madhawa Hettiarachchia, 2007) χρησιμοποίησαν τον λόγο της συνολικής έκτασης του εναλλάκτη θερμότητας προς την καθαρή παραγωγή ενέργειας ως αντικειμενική συνάρτηση για βελτιστοποίηση.

Άλλοι συγγραφείς επιλέγουν ένα σύνολο από κριτήρια κατά τη διεξαγωγή της έρευνας τους. Κριτήρια τα οποία χρησιμοποιήθηκαν από τους Guo κ.α (T. Guo, 2011) συμπεριλαμβάνουν την καθαρή παραγωγή ισχύς ανά μονάδα μάζας, τη συνολική έκταση του εναλλάκτη προς την καθαρή ισχύ στην έξοδο και το κόστος παραγωγής ενέργειας. Οι Shengjun κ.α. (Zhang Shengjun, 2011) πραγματοποίησαν παρόμοια μελέτη στην οποία πρόσθεσαν ακόμα δύο δείκτες: το θερμικό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Μέχρι τώρα δεν βρέθηκε μοναδικό κριτήριο για το βέλτιστο σχεδιασμό και τα βέλτιστα εργαζόμενα μέσα ποικίλουν αναλόγως τη λειτουργία και τους βέλτιστους παράγοντες της μονάδας.

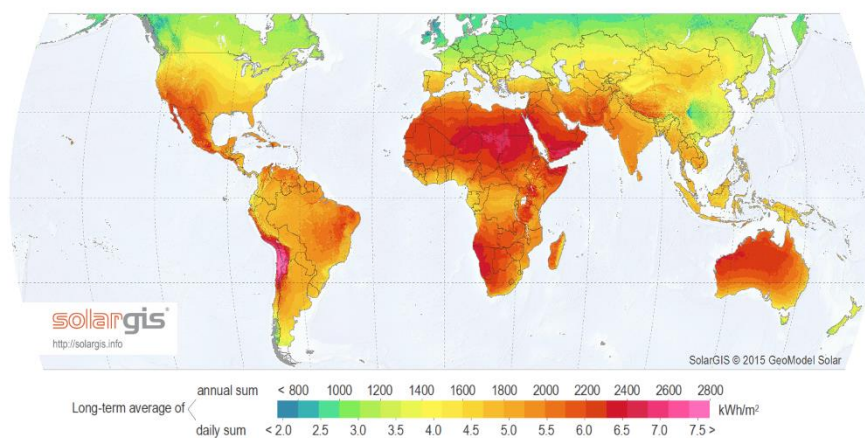
3.2.2 Ηλιακά συστήματα

Τα ηλιακά θερμικά συστήματα παραγωγής ηλεκτρισμού μπορούν να χωριστούν σε 2 κατηγορίες. Στα συγκεντρωτικά συστήματα και στα μη συγκεντρωτικά (Tchanche, 2010). Στα συγκεντρωτικά ηλιακά συστήματα η γενική ιδέα είναι η συγκέντρωση της ακτινοβολίας του ήλιου για παραγωγή ατμού ή ζεστού αέρα, τα οποία μετά μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε κύκλους μετατροπής ενέργειας για παραγωγή ηλεκτρισμού. Υπάρχουν σημειακής συγκέντρωσης συστήματα όπως οι ηλιακοί πύργοι, και γραμμικής συγκέντρωσης όπως παραβολικοί συλλέκτες. Στα μη συγκεντρωτικά συστήματα ανήκουν οι ηλιακές λίμνες και οι ηλιακές καμινάδες.

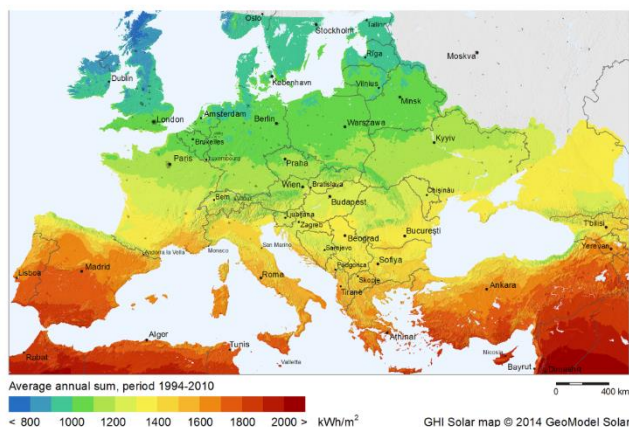


Σχήμα 3.2 Κατηγορίες ηλιακών θερμικών συστημάτων

Τα συγκεντρωτικά ηλιακά συστήματα είναι καταλληλότερα σε περιοχές με ετήσια άμεση προσπίπτουσα ακτινοβολία πάνω από 1800kWh/m^2 το χρόνο (Tchanche, 2010). Στις εικόνες 3.1 και 3.2 παρουσιάζονται ο παγκόσμιος και ο ευρωπαϊκός χάρτης αντίστοιχα που δείχνουν την άμεση προσπίπτουσα ακτινοβολία. Στην Ευρώπη καταλληλότερες περιοχές για ηλιακά θερμικά συστήματα είναι οι νότιες περιοχές της ηπείρου.



Εικόνα 3.1 – Παγκόσμιος χάρτης καταλληλότητας ηλιακών θερμικών εφαρμογών (www.solargis.info, n.d.)



Εικόνα 3.2 – ευρωπαϊκός χάρτης καταλληλότητας ηλιακών θερμικών εφαρμογών (www.solargis.info, n.d.)

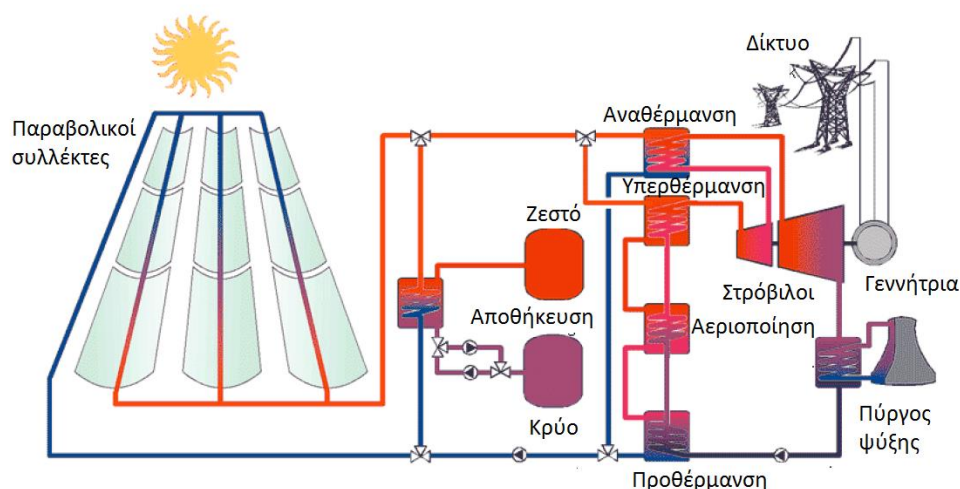
Γραμμικά συγκεντρωτικά συστήματα

Τα γραμμικά συγκεντρωτικά συστήματα μπορεί να είναι είτε παραβολικοί συλλέκτες είτε συλλέκτες Fresnel. Οι παραβολικοί συλλέκτες έχουν παραβολική διατομή, εκτείνονται γραμμικά και μπορούν να συγκεντρώσουν ηλιακή ακτινοβολία κατά μήκος μιας γραμμής. Στην γραμμή αυτή υπάρχει ένας σωλήνας από τον οποίο διέρχεται κάποιο ρευστό το οποίο απορροφώντας την ακτινοβολία θερμαίνεται. Η τεχνολογία γραμμικού συλλέκτη Fresnel (LFR Linear Fresnel Reflector) είναι επίσης γραμμικού άξονα συγκέντρωσης όπως στους παραβολικούς συλλέκτες, όμως διαφέρει στο ότι ο απορροφητήρας βρίσκεται υπερυψωμένος πάνω από μια σειρά γραμμικών κατόπτρων τα οποία αντανακλούν την ακτινοβολία σε ένα σωλήνα όπου διέρχεται το προς θέρμανση ρευστό. Και τα δύο αυτά συστήματα διακρίνονται στη πιο κάτω εικόνα.



Εικόνα 3.3 – Παραβολικοί συλλέκτες και γραμμικό σύστημα συλλεκτών Fresnel (Tchanche, 2010)

Οι ηλιακοί συλλέκτες αντανακλούν την ακτινοβολία στους σωλήνες απορρόφησης δια μέσου των οποίων διέρχεται το θερμικό μέσο. Το θερμικό μέσο το οποίο μπορεί να είναι συνθετικό έλαιο, μεταλλικό έλαιο, νερό-ατμός, αέρας, θερμαίνεται και συνήθως ανακυκλώνεται. Το ρευστό, το οποίο μπορεί να φτάσει μέχρι και τους 400°C, μετά τη θέρμανση του διέρχεται μέσω μιας σειράς εναλλακτών ώστε να παραχθεί υπέρθερμος ατμός. Η θερμική ενέργεια που έχει ο παραγόμενος ατμός μπορεί πλέον να μετατραπεί σε ηλεκτρισμό μέσω κύκλου μετατροπής ενέργειας. Η επίπτωση της διακύμανσης της ηλιακής ακτινοβολίας στην έξοδο του συστήματος μπορεί να αποφευχθεί με την ενσωμάτωση ενός εφεδρικού συστήματος (θέρμανσης του θερμικού μέσου ή λέβητα) ή ενός συστήματος αποθήκευσης θερμότητας. Στο πιο κάτω σχήμα φαίνεται το διάγραμμα ενός συστήματος δύο δοχείων.



Σχήμα 3.3 – Αρχή λειτουργίας μονάδας παραβολικών συλλεκτών (HANS MÜLLER-STEINHAGEN, 2004)

Ευέλικτες μονάδες ORC σε ηλιακά συστήματα

Υπάρχουν αρκετοί παράγοντες οι οποίοι αυξάνουν συνεχώς την ζήτηση για μικρά συστήματα παραγωγής ενέργειας (Tchanche, 2010). Η ανάγκη εγκατάστασης συστημάτων ηλεκτρικής ενέργειας σε απομακρυσμένες και απομονωμένες περιοχές αναπτυσσόμενων χωρών, όπως και η ανάγκη για αιεφόρο ενέργεια στις οικονομικά αναπτυγμένες χώρες. Οι ανάγκες συμπαραγωγής εγκαταστάσεων ενσωματωμένων σε δίκτυα και η ανάγκη παραγωγής καθαρής ηλεκτρικής ενέργειας μέσω ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Επίσης η μεταρρύθμιση και ιδιωτικοποίηση του τομέα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε όλο τον κόσμο.

Οι ευέλικτοι οργανικοί κύκλοι Rankine σε μονάδες παραγωγής ενέργειας λειτουργούν με την ίδια αρχή όπως τα συμβατικά συστήματα παραβολικών συλλεκτών, αλλά χρησιμοποιούν οργανικό μέσο αντί του ατμού. Τα πλεονεκτήματα των μικρών ηλιακών συστημάτων με κύκλους ORC είναι:

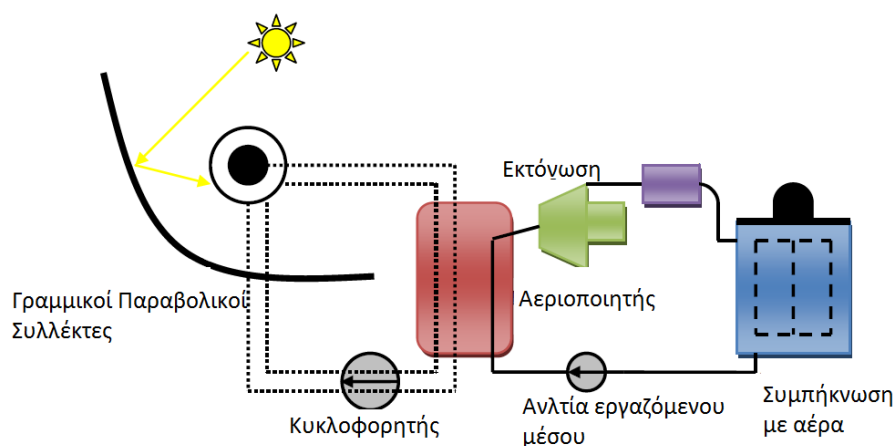
- Οι χαμηλές θερμοκρασίες λειτουργίας (<300°C),
- Ευελιξία αφού μεγάλα ηλιακά συστήματα μερικών MW μπορούν να γίνουν συνδυάζοντας μικρά συστήματα ORC
- Μείωση του αρχικού κεφαλαίου και του κόστους O&M λόγω των φτηνών υλικών που μπορούν να χρησιμοποιηθούν
- Φτηνά μέσα μεταφοράς θερμότητας, φτηνοί ηλιακοί συλλέκτες και σχετικά φτηνά συστήματα ORC
- Μπορεί να χρησιμοποιηθεί αέρας αντί νερού για τη συμπύκνωση

Ωστόσο οι μονάδες παραγωγής ενέργειας με ηλιακά συστήματα και μονάδες ORC είναι περιορισμένες.

Μία από αυτές είναι η μονάδα που εγκαταστάθηκε στο Lesotho της Αφρικής. Στο Πίνακα 3.2 βρίσκονται τα χαρακτηριστικά της συγκεκριμένης μονάδας. Στο Σχήμα 3.4 παρουσιάζεται η διάταξη της μονάδας και στην εικόνα 3.4 φαίνονται οι παραβολικοί συλλέκτες της εγκατάστασης.

Πίνακας 3.2 – Τεχνικά χαρακτηριστικά εγκατάστασης Lesotho (Matthew S. Orosz)

Συσκευή	Χαρακτηριστικά
Συλλέκτες	Παραβολικοί (75m ²)
Θερμικό μέσο	Monoethylene glucol (150°C)
Θερμικός Βαθμός απόδοσης	0,60
Βαθμός απόδοσης κύκλου ORC	0.1
Θερμότητα εισόδου	37 kW
Ισχύς εξόδου	3 kW
Εργαζόμενο μέσο	R245FA



Σχήμα 3.4 – Διάγραμμα εγκατάστασης Lesotho (Tchanche, 2010)



Εικόνα 3.4 – Συλλέκτης εγκατάστασης στο Lesotho (S. Quoilin, 2011)

Οι Nguyen κ.α. (V.M. Nguyen, 2001) κατασκεύασαν και δοκίμασαν ένα πρωτότυπο κύκλο ORC. Χρησιμοποίησαν ως εργαζόμενο μέσο n-Pentane, ένα λέβητα προπάνιου 60KW, ένα συμπαγή εναλλάκτη θερμότητας (compact brazed heat Exchangers), μία αντλία πεπιεσμένου αέρα με διάφραγμα (compressed air diaphragm pump) και ένα ακτινικό στρόβιλο 65000RPM συνδεδεμένο με γεννήτρια. Το νερό στην είσοδο του εναλλάκτη ήταν 93°C, η θερμοκρασία αεριοποίησης 81 °C, η θερμοκρασία συμπύκνωσης 38 °C και η παροχή του εργαζόμενου μέσου 0,10kg/s. Η ισχύς υπολογίστηκε περίπου 1,44KWe με βαθμό απόδοσης 4,3%. Το κόστος ήταν περίπου 21,560 Α.Λ με το στρόβιλο και τη γεννήτρια να καλύπτουν περισσότερο από το 37%. Αποτέλεσμα αυτής της έρευνας ήταν πως αυτά τα συστήματα για να μπορούν να είναι οικονομικά αποδεκτά θα πρέπει να εφαρμοστούν σε αποκομμένες περιοχές με καλή ηλιακή ακτινοβολία και με την προϋπόθεση ότι ο βαθμός απόδοσης στους εκτονωτές θα είναι πάνω από 50% και θα παράγονται μαζικά.

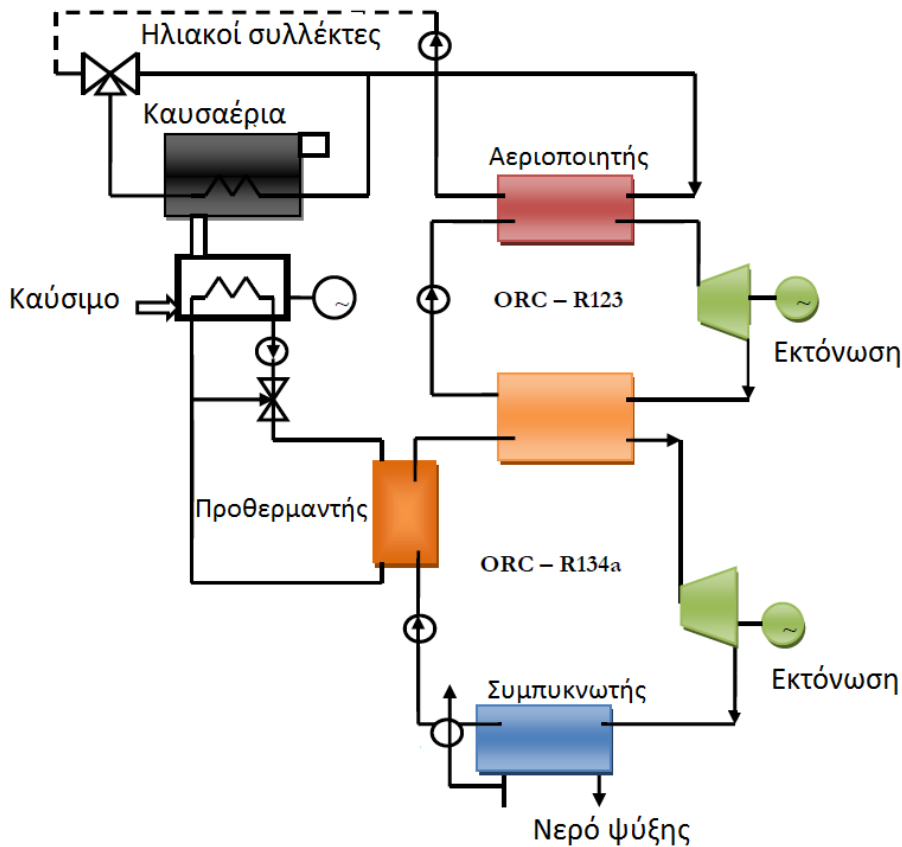
Εργαστηριακό πείραμα που έγινε από τους Saitoh κ.α. (Saitoh, 2007) με χρήση 200lt ζεστού νερού και παροχή εργαζόμενου μέσου R113 0.016kg/s έδειξε βαθμό απόδοσης σπειροειδούς εκτονωτή 63%, ισχύ στην έξοδο 450W και βαθμό απόδοσης οργανικού κύκλου Rankine 12%. Ακολούθως αυτόνομη εγκατάσταση στη Sendai της Ιαπωνίας σε μια τυπική μέρα με ηλιακή ακτινοβολία 890W/m² και θερμοκρασία περιβάλλοντος 30°C, έδωσε ισχύ 350W, βαθμό απόδοσης οργανικού κύκλου 11% και βαθμό απόδοσης του συστήματος 7%

Υβριδικό σύστημα

Μία προχωρημένη ιδέα για ένα μικρό υβριδικό σύστημα που χρησιμοποιεί μηχανή και 2 παράλληλους κύκλους ORC, μελετήθηκε από τους Kane κ.α. (M. Kane, 2003). Γραμμικοί συλλέκτες Fresnel που ακολουθούν τον ήλιο, συγκεντρώνουν την ακτινοβολία σε σωλήνα στον οποίο ανακυκλώνεται νερό. Οι δύο οργανικοί κύκλοι χρησιμοποιούν κλειστού τύπου σπειροειδείς εκτονωτές (hermetic scroll expanders) και εργαζόμενα μέσα το R123 και R134A. Μία μηχανή diesel ενσωματώθηκε για να διασφαλίσει την ελάχιστη παραγωγή θερμότητας και ενέργειας κατά τις βραδινές ώρες και τις ώρες που δεν υπάρχει επαρκής ηλιοφάνεια. Τα αποτελέσματα των δοκιμών με υβριδική λειτουργία και με λειτουργία μόνο των ηλιακών συλλεκτών χωρίς τη μηχανή Diesel βρίσκονται στο πιο κάτω πίνακα 3.3

Πίνακας 3.3 – Αποτελέσματα δοκιμών υβριδικού συστήματος (M. Kane, 2003)

Ημερομηνία	05.20.01	08.14.01
Άμεση ηλιακή ακτινοβολία (W/m ²)	833	742
Λειτουργία	Solar	Hybrid
Απόδοση συλλεκτών (%)	57	56
Συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια (kWe)	6.52	18.57
Ηλεκτρική ενέργεια Στροβίλου (kWe)	6.52	7.32
Ηλεκτρική ενέργεια Μηχανής diesel (kWe)	0	11.25
Ενεργειακός Βαθμός Απόδοσης Κύκλου (%)	13.7	13.67
Εξεργειακός Βαθμός Απόδοσης (%)	46.57	57.26
Ολικός Βαθμός απόδοσης Συστήματος (%)	7.74	15.88
Απόδοση Καυσίμου (%)	—	41.1



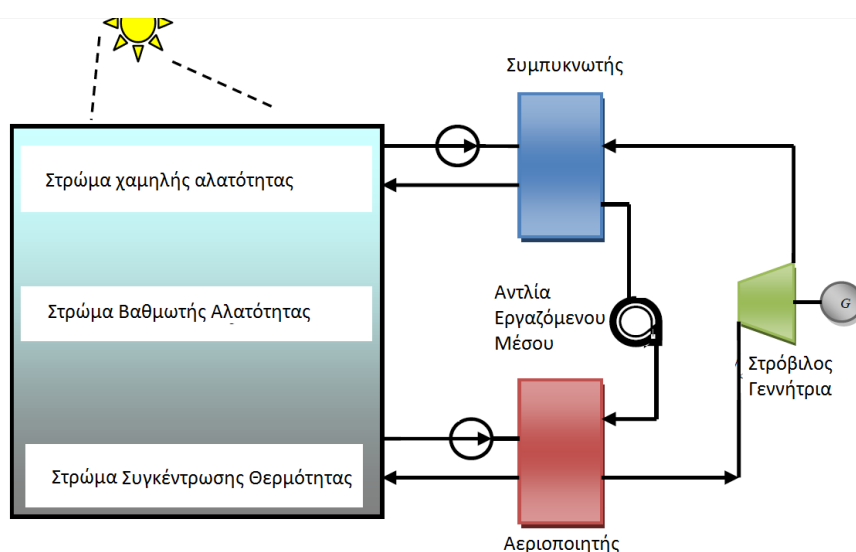
Σχήμα 3.5 – Σχηματική αναπαράσταση υβριδικού συστήματος (Tchanche, 2010)

Συστήματα ηλιακών δεξαμενών

Μία μονάδα ηλιακής δεξαμενής για παραγωγή ενέργειας (Solar Pond Power Plant «SPPP») αποτελείται από δύο συστήματα: μία δεξαμενή βαθμωτής αλατότητας και ένα συμβατό κύκλο ORC. Η ηλιακή λίμνη βαθμωτής αλατότητας είναι μία επίπεδη, ανοιχτής επιφάνειας δεξαμενή νερού, η οποία απορροφά και αποθηκεύει ηλιακή ενέργεια σε μορφή ζεστού νερού. Μια τέτοια δεξαμενή νερού χωρίζεται τεχνητά σε 3 ζώνες. (FRANZ TRIEB, 1996)

- Ένα στενό στρώμα συναγωγής στην κορυφή της επιφάνειας της δεξαμενής με μικρή πυκνότητα νερού και χαμηλή περιεκτικότητα άλατος, που δρα ως θερμικός μονωτής
- Ένα μεσαίο στρώμα πάχους 1-1,5m βαθμωτής αλατότητας, που αυξάνεται προς τα κάτω και δρα ως ένας μονωτής. Η αύξηση της αλατότητας προς τα κάτω αποτρέπει την άνοδο θερμών στρωμάτων νερού. Γι' αυτό δρα ως μία διάφανη μόνωση αφού αφήνει την ακτινοβολία να περάσει στα κατώτερα στρώματα, αποτρέποντας όμως τη συναγωγή θερμότητας από κάτω προς τα πάνω.
- Ένα στρώμα στη βάση της δεξαμενής πάχους 2-4m με μεγάλη περιεκτικότητα άλατος και μεγάλο ειδικό βάρος νερού, αποτρέπει την άνοδο του. Σε αυτή τη ζώνη η περιεκτικότητα άλατος παραμένει σταθερή έτσι ώστε η θερμότητα να κατανέμεται ομοιόμορφα με εσωτερική μεταφορά θερμότητας

Το φαινόμενο αυτό ανακαλύφθηκε το 1902 από τον Kelecsinsky σε μια λίμνη κοντά στη Szonata στη Transylvania. Η μέγιστη θερμοκρασία που μπορεί να υπάρξει σε μια τέτοια δεξαμενή είναι 90-100°C, η οποία είναι κατάλληλη για εφαρμογή κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσω χαμηλού σημείου βρασμού όπως το R134a και προπάνιου (R290). Λόγω της διαμόρφωσης της δεξαμενής μπορεί να εφαρμοσθεί ένας οργανικός κύκλος Rankine (ORC) με πηγή θερμότητας αεριοποίησης τη ζώνη στην βάση της δεξαμενής και πηγή συμπύκνωσης την ανώτερη ζώνη. Το εργαζόμενο μέσο αεριοποιείται σε ένα εναλλάκτη θερμότητας από όπου περνά το θερμό ρεύμα της δεξαμενής, εκτονώνεται στο στρόβιλο, συμπυκνώνεται σε ένα δεύτερο εναλλάκτη όπου περνά η κρύα ζώνη της κορυφής της δεξαμενής, και διαμέσου μιας αντλίας στέλνεται στον αεριοποιητή για να κλείσει ο κύκλος.



Σχήμα 3.6 – Σχηματική διάταξη λειτουργίας ηλιακής δεξαμενής (Tchanche, 2010)

Ένα τέτοιο σύστημα φαίνεται στο Σχήμα 3.6. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης της δεξαμενής είναι περίπου 15-25% και ο βαθμός απόδοσης ηλιακής-ηλεκτρικής ενέργειας είναι 0,8-2%. Η μελέτη των ηλιακών δεξαμενών ξεκίνησε στο Ισραήλ κατά τις δεκαετίες 1950-1970 και η πρώτη δεξαμενή με επιφάνεια 1100m² κατασκευάστηκε το 1975 στη Νεκρά Θάλασσα. Από τότε κατασκευάστηκαν και άλλες μονάδες βασισμένες σε αυτή την αρχή σε διάφορες χώρες όπως: Ισραήλ, Ινδία, ΗΠΑ, Ιταλία, Αίγυπτο, Κίνα, Ιαπωνία, Μεξικό, Πορτογαλία, Κουβέιτ και άλλες. Οι μεγαλύτερες από αυτές βρίσκονται στο Πίνακα 3.4

Πίνακας 3.4 – Μονάδες Ηλιακών δεξαμενών (FRANZ TRIEB, 1996)

Μονάδα (Χώρα)	Ισχύς (kW)	Επιφάνεια (m ²)	Περίοδος
Ein Boqek (Israel)	150	6250	1979-1986
Beith Ha' Arava (Israel)	5000	250000	1984-1989
Alice Springs (Australia)	15	1600	1985-1989
El Paso (USA)	70/330	3350	1986-σήμερα

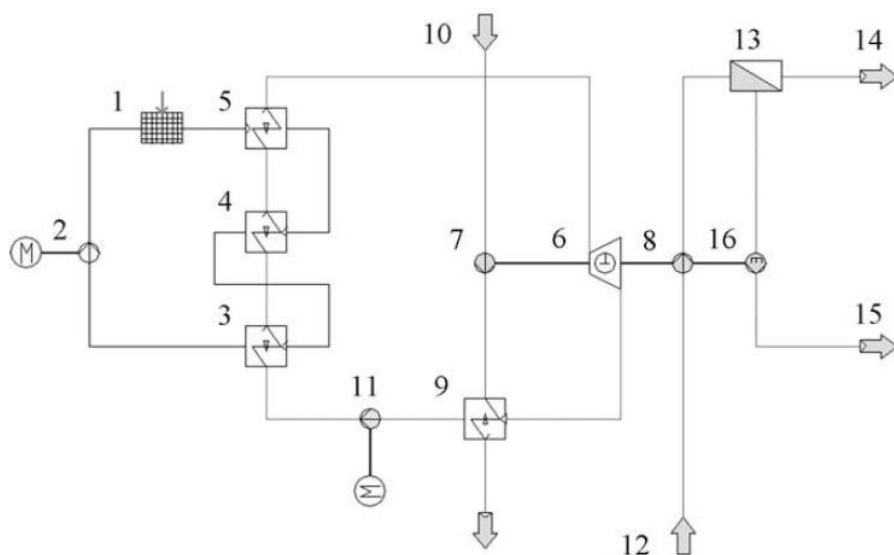
3.2.3 Οργανικοί κύκλοι Rankine-αφαλάτωση

Η αύξηση του πληθυσμού οδηγεί στην αύξηση της ανάγκης για νερό. Ως εκ τούτου αυξάνεται η έλλειψη πόσιμου νερού. Εφόσον μεγάλο μέρος του παγκόσμιου πληθυσμού κατοικεί σε παράλιες περιοχές η αφαλάτωση του θαλασσινού νερού φαίνεται να είναι μια πολλά υποσχόμενη λύση.

Οι τεχνικές αφαλάτωσης μπορούν να χωριστούν σε δύο κατηγορίες: θερμικές με κυρίαρχη εκπροσώπηση τη απόσταξη πολλαπλής φάσης (Multi-Stage Flash «MSF») και τεχνολογίες μεμβράνης με συχνότερη εφαρμογή αυτή της αντίστροφης ώσμωσης (reverse osmosis «RO») για θαλασσινό και υφάλμυρο νερό. (C. Fritzmann, 2007). Στις θερμικές εφαρμογές η αφαλάτωση γίνεται με ατμοποίηση και συμπύκνωση του νερού έτσι ώστε το αλάτι να κατακαθίσει σε κάποιο δοχείο και να απομακρυνθεί. Στην αντίστροφη ώσμωση το νερό διαπερνά μια πολύ λεπτή μεμβράνη και το αλάτι απομακρύνεται σχεδόν όλο.

Τα τελευταία χρόνια μελετώνται εφαρμογές οι οποίες χρησιμοποιούν ανανεώσιμες πηγές ενέργειας για την απομάκρυνση της αλμύρας, ώστε να μειωθούν οι επιπτώσεις στο περιβάλλον από αυτές τις τεχνικές. Η εφαρμογές αντίστροφης ώσμωσης (RO) μπορούν να τεθούν σε λειτουργία είτε με ηλεκτρική ενέργεια είτε με μηχανική ενέργεια, γεγονός το οποίο κάνει έναν οργανικό κύκλο ORC κατάλληλο για την εφαρμογή.

Η διάταξη μιας τέτοιας εφαρμογής φαίνεται στο Σχήμα 4.7 (A. Schuster, 2009)



Σχήμα 3.7 – Σχηματική διάταξη αντίστροφης ώσμωσης (A. Schuster, 2009)

Μια σειρά από ηλιακούς συλλέκτες κενού (1) θερμαίνει το μέσο που τους διαπερνά και μία αντλία το ανακυκλώνει (2). Το θερμό ρευστό προθερμαίνει (3) , αεριοποιεί (4) και υπερθερμαίνει (5) το οργανικό μέσο το οποίο είναι το εργαζόμενο μέσο του κύκλου. Ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται σε ένα εκτομωτή (6) παράγοντας μηχανικό έργο για την αντλία του νερού ψύξης (7) και την αντλία του θαλασσινού νερού (8). Μετά την εκτόνωση ο ατμός συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή (9) με θαλασσινό νερό (10). Για την ολοκλήρωση του οργανικού κύκλου μια αντλία (11) ξαναστέλνει το οργανικό μέσο στους εναλλάκτες. Η αντλία (8) αυξάνει την πίεση του προς αφαλάτωση θαλασσινού νερού (12). Στη μεμβράνη αντίστροφης ώσμωσης (13) γίνεται ο διαχωρισμός του καθαρού νερού (14) και του αλμυρού νερού (15). Τέλος πριν το αλμυρό νερό καταλήξει στη θάλασσα περνά από μια συσκευή ανάκτησης της υδροστατικής πίεσης (16).

Ένα μεγάλο πλεονέκτημα της εφαρμογής αυτής εκτός από τη χρήση ηλιακής ενέργειας είναι επίσης πως το παραγόμενο καθαρό νερό έχει σχεδόν ίση θερμοκρασία με τη θάλασσα και μπορεί να χρησιμοποιηθεί άμεσα ή να αποθηκευτεί.

Σε εγκατάσταση στο Cadarache της Γαλλίας αντλία υψηλής πίεσης του κυκλώματος τροφοδοτείται με 2.5kW από ηλιακή θερμική μηχανή με εργαζόμενο μέσο R114 και παράγει καθαρό νερό 2,5m³/h από υφάλμυρο νερό. (Donghan Geng, 2016)

3.2.4 Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας

Τα καυσαέρια δεν έχουν μόνο ψηλά επίπεδα εξέργειας αλλά και μεγάλες ποσότητες ρυπαντών: διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) οξειδία του αζώτου (NO_x) και οξειδία του θείου (SO_x) που συμβάλουν στην επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου και στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

Έρευνα που έγινε μεταξύ των οχτώ μεγαλύτερων κατασκευαστικών τομέων στον Καναδά έδειξε ότι πάνω από το 70 % της προστιδόμενης ενέργειας χάνεται. (Bertrand F. Tchanche, 2011)

Τις μεγαλύτερες ποσότητες ενέργειας τις χρειάζονται οι πιο κάτω τομείς:

- Βιομηχανία μετάλλων (σιδήρου, χάλυβα, χαλκού, αλουμινίου, γυαλιού)
- Βιομηχανία τσιμέντου και άλλων δομικών υλικών
- Βιομηχανία τροφίμων και ποτών
- Βιομηχανία χαρτιού
- Βιομηχανία πετρελαίου και χημικών

Βασικοί παράμετροι θερμότητας είναι:

- Η κατάσταση στην οποία βρίσκεται το ρεύμα
- Η παροχή μάζας του ρεύματος
- Η θερμοκρασία στην οποία βρίσκεται το ρεύμα
- Η σύνθεση του ρεύματος και η διαθεσιμότητα του

Τα πιο αντιπροσωπευτικά ρεύματα θερμότητας που μπορούν να αξιοποιηθούν είναι:

- Υγρά και στερεά ρεύματα
- Θερμός αέρα και ρεύματα απαερίων από διεργασίες
- Συμπιεσμένο ζεστό νερό
- Λύματα
- Καυσαέρια

Με βάση τα επίπεδα θερμοκρασίας της απορριπτόμενης θερμότητας μπορούμε να κατατάξουμε την διαθέσιμη προς ανάκτηση θερμότητα σε τρεις κατηγορίες:

- Χαμηλή (low) (<230 °C)
- Μέτρια (medium) (230–650 °C)
- Υψηλή (high) (>650 °C)

Ουσιώδης παράγοντας είναι η πηγή της θερμότητας. Η πηγή καθορίζει το βαθμό ανάκτησης ενέργειας και παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στο σχεδιασμό των εναλλακτών θερμότητας. Στον Πίνακα 4.5 παρουσιάζονται διάφορες πηγές θερμότητας, το εύρος θερμοκρασιών τους και η προτεινόμενη εφαρμογή για ανάκτηση της θερμότητας αυτής.

Πίνακας 3.5 – Προτεινόμενες τεχνολογίες ανάκτησης θερμότητας από διάφορες θερμικές διεργασίες

Κατηγορία	Πηγή Θερμότητας	Εύρος Θερμοκρασίας	Τεχνολογία Ανάκτησης
Υψηλής Θερμότητας (>650°C)	Solid waste	650-1000	Air preheating
	Fume incinerators	650-1450	Steam Rankine cycle
	Nickel refining furnace	1370-1650	Steam generation (Heating)
	Glass melting furnace	1000-1550	Heat exchanger (preheating)
	Aluminum refining furnaces	650-760	Thermoelectric
	Copper reverberatory furnace	900-1100	Thermal PV
	Copper refining furnace	760-815	
	Zinc refining furnace	760-110	
	Cement kiln	620-730	
	Hydrogen plants	650-1000	
Μέτριας Θερμότητας (230-650 °C)	Steam boiler exhaust	230-480	Steam Rankine cycle
	Gas turbine exhaust	370-540	Organic Rankine cycle
	Drying and baking ovens	230-600	Heat exchangers (pre-heating process)
	Catalytic crackers	425-650	Air pre-heating
	Reciprocating engine exhausts	315-600	Thermoelectric
	Drying and baking ovens	230-600	Thermal PV
Χαμηλής Θερμότητας (<230°C)	Process steam condensate	50-90	Space heating
	Cooling water from:		Domestic water heating
	Internal combustion engines	66-120	Heat pump
	Hot processed liquids and solids	32-232	Organic Rankine Cycle
	Annealing furnaces	66-230	Heat exchangers
	Drying, baking and curing ovens	93-230	Absorption/adsorption cooling
	Welding and injection molding machines	32-88	Kalina cycle
	Bearings	32-88	Piezoelectric
	Air compressors	27-50	

Στην περίπτωση των αεριοστρόβιλων το εύρος θερμοκρασιών είναι 370-540 °C και η προτεινόμενη τεχνολογία ανάκτησης της θερμότητας αυτής είναι ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC)

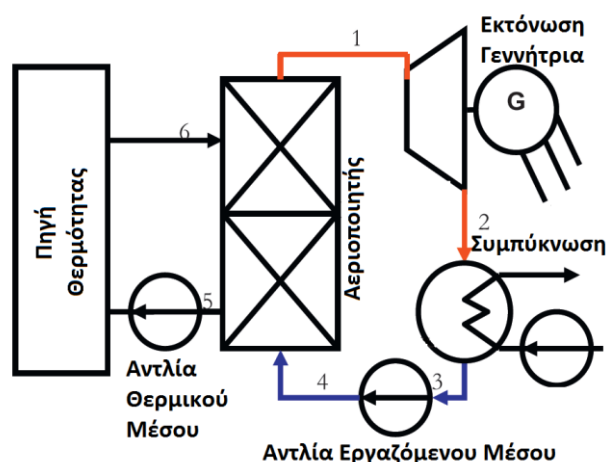
Σε εφαρμογές παραγωγής ενέργειας όπως είναι οι ατμοηλεκτρικοί σταθμοί, αεριοστρόβιλοι κ.α., η ανάκτηση της θερμότητας μπορεί να γίνει με διάφορους θερμοδυναμικούς κύκλους όπως:

- Κύκλος νερού-ατμού Rankine
- Οργανικός κύκλος Rankine
- Κύκλος Kalina
- Κύκλος Goswami
- Κρίσιμοι / Υπερκρίσιμοι κύκλοι

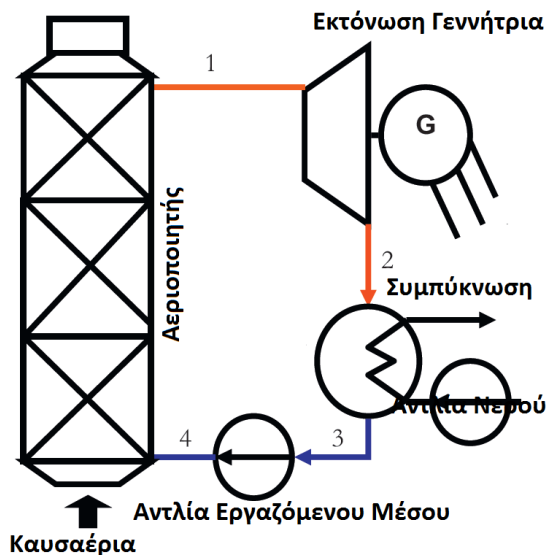
Σε χαμηλά προς μεσαία επίπεδα θερμοκρασίας κατάλληλοι κύκλοι είναι ο κύκλος Kalina και ο οργανικός κύκλος Rankine. Ενώ ο κύκλος Kalina παρουσιάζει ελαφρώς μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης, καταλληλότερος είναι ο οργανικός κύκλος Rankine γιατί είναι απλούστερος και πιο οικονομικός.

Η μεταφορά θερμότητας από θερμά ρεύματα προς τον κύκλο μπορεί να γίνει με δύο τρόπους:

1. Το θερμό ρεύμα και το εργαζόμενο μέσο να περνούν από τον ίδιο εναλλάκτη
Σχήμα 3.8
2. Το θερμό ρεύμα να προσφέρει θερμότητα σε ένα άλλο μέσο το οποίο με τη σειρά του να θερμαίνει το εργαζόμενο μέσο του κύκλου, αποφεύγοντας έτσι την επαφή του θερμού ρεύματος με τυχόν εύφλεκτο εργαζόμενο μέσο. Σχήμα 3.9



Σχήμα 3.8 – Διάταξη ανάκτησης θερμότητας με ενδιάμεσο βρόγχο θερμικού μέσου (Tchanche, 2010)



Σχήμα 3.9 – Διάταξη ανάκτησης θερμότητας χωρίς ενδιάμεσο βρόγχο (Tchanche, 2010)

Η επιλογή ORC για παραγωγή ενέργειας εξαρτάται από το επίπεδο θερμοκρασίας και την επιθυμητή ενέργεια εξόδου. Ενδεικτικά μία «tri-O-gen» μηχανή σχεδιασμένη για πηγές πάνω από 350 °C μπορεί να παράγει έως και 165 KW ενώ η μηχανή «PureCycle280» είναι καταλληλότερη για θερμοκρασίες κάτω των 150 °C και μπορεί να παράγει πάνω από 250KW.

Πλεονεκτήματα της ανάκτηση θερμότητας μέσω κύκλων ORCs είναι, μεταξύ άλλων:

- Η ενέργεια παράγεται επί τόπου
- Εξοικονόμηση ενέργειας και επιπρόσθετο κέρδος για τη βιομηχανία
- Χαμηλό O&M κόστος (δεν προσλαμβάνεται επιπλέον προσωπικό)
- Καμία παρέμβαση στην κύρια διεργασία
- Μείωση της ρύπανσης του περιβάλλοντος

Εκτιμάται πως μπορεί να παραχθούν 750 MWe ηλεκτρικής ενέργειας από απορριπτόμενη θερμότητα σε βιομηχανίες στις ΗΠΑ, 500 MWe στη Γερμανία και 3000 MWe στην Ευρώπη. (Sylvain Quoilin, 2013). Ορισμένες βιομηχανίες παρουσιάζουν ιδιαίτερα υψηλή προσδοκία για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας. Όπως για παράδειγμα η βιομηχανία τσιμέντου, όπου το 40% της διαθέσιμης θερμότητας απορρίπτεται μέσω καυσαερίων. Τα καυσαέρια αυτά βρίσκονται μετά τον προθερμαντήρα ασβεστόλιθου ή στον ψύκτη κλίνκερ, με θερμοκρασίες που κυμαίνονται μεταξύ 215°C και 315 °C. Οι εκπομπές CO₂ από τη βιομηχανία τσιμέντου αποτελούν το 5% των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου στον κόσμο, εκ του οποίου το μισό από αυτό οφείλεται στην καύση ορυκτών καυσίμων στους κλιβάνους. Άλλα παραδείγματα περιλαμβάνουν τις βιομηχανίες σιδήρου και χάλυβα (10% των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου στην Κίνα για παράδειγμα), διυλιστηρίων και των χημικών βιομηχανιών.

Στο πίνακα 3.6 παρατίθενται εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας

Πίνακας 3.6 – Μονάδες ORC ανάκτησης θερμότητας (Bertrand F. Tchanche, 2011)

Μονάδας	Εφαρμογή	Πηγή Θερ.	Ισχύς	Τεχνολογία	Χρον.
Mirom Roeselare, (Belgium), owner: Spie Belgium SA	Waste incinerator plant	Hot water at 180 °C	3 MW	Refrigerant/ turboden	2008
Oxon Italia SPA, Pavia (I), Italy	8.3 MW MAN diesel engine	Exhaust gases	0.5 MW	Siloxane/ turboden	2008
RHI, Radenthein (A), Austria	magnesite production process	Hot exhaust gas	0.8 MW	Siloxane/ turboden	2009
Italcementi, Ait Baha (MA), Italy	Cement production process	Kiln exhaust gas	2 MW	Siloxane/ turboden	2009
Gasseltenijveenschemond, Netherlands	2 x 646 kWe jenbacher biogas engines	Exhaust	125 kW	ORC/tri-o-gen	
Nieuweroord, Netherlands	2 x 835 kW jenbacher biogas engines	Exhaust	150 kW	ORC/tri-o-gen	
Savona, BC, Canada	Simple cycle gas turbine plant (18.5MW)	Exhaust	4.5 MW	Pentane	2008
Kalamazoo Valley Community College, Michigan, USA	Boiler	exhaust		Twin-screw expander/ Electratherm	2010
TransCanada pipeline, Gold Creek Alberta, Canada	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	6.5 MW	Ormat technology	1999
Northern Border Pipeline, St. Anthony, North Dakota	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2006
Northern Border Pipeline, Wetonka, South Dakota	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2007
Alliance Pipeline, Kerrobert, Saskatchewan, Canada	Gas Turbine (GE LM2500/33000 hp)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2008
Northern Border Pipeline, Garvin, Minnesota	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2009
Northern Border Pipeline, CS 13, Minnesota	Gas Turbine (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Exhaust	5.5 MW	Ormat technology	2010
Kern River Pipeline, Goodsprings, Nevada	Gas Turbine (3 x Solar Mars(100/15000HP)	Exhaust	6 MW	Ormat technology	2010
Spectra Pipeline, Australian, BC, Canada	Gas Turbine (GE PGT25+/31000 hp)	Exhaust	5 MW	Ormat technology	2010

3.2.5 Μ.Ε.Κ

Μία μηχανή εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) μετατρέπει περίπου το ένα τρίτο της ενέργειας του καυσίμου σε μηχανική ενέργεια στους τυπικούς κινητήρες: ένας τυπικός κινητήρας 1.4L ICE, με θερμικό βαθμό απόδοσης που κυμαίνεται από 15% έως 32%, απελευθερώνει 1,7 έως 45 kW της θερμότητας δια μέσω του ψυγείου (σε θερμοκρασία πλησίον 80-100 °C) και 4,6 έως 120 kW μέσω των καυσαερίων (400-900 °C) (Sylvain Quoilin, 2013)

Το σύστημα ανάκτησης θερμότητας του κύκλου Rankine (τόσο με οργανικό μέσο όσο και με ατμό) είναι ένα αποδοτικό σύστημα για την ανάκτηση θερμότητας (σε σύγκριση με άλλες τεχνολογίες). Η έννοια της εφαρμογής ενός κύκλου Rankine σε ΜΕΚ δεν είναι κάτι νέο, αφού μετά την ενεργειακή κρίση του 1970 ξεκίνησαν πολλές μελέτες για τεχνολογική εξέλιξη των μηχανών. Για παράδειγμα, η εταιρία Mack Trucks έχει σχεδιάσει και κατασκευάσει ένα πρωτότυπο ενός τέτοιου συστήματος που λειτουργεί στην εξάτμιση των καυσαερίων ενός κινητήρα φορτηγού 288 HP. Μια δοκιμή λειτουργίας του συστήματος σε διαδρομή 450km απέδειξε τη τεχνολογική και οικονομική βιωσιμότητα του συστήματος, αφού έχει παρατηρηθεί μείωση κατά 12,5% στην κατανάλωση του καυσίμου. Συστήματα που έχουν αναπτυχθεί σήμερα διαφέρουν από εκείνα του 1970, λόγω των εξελίξεων στην ανάπτυξη των συσκευών εκτόνωσης και το εύρος επιλογής του οργανικού μέσου. Ωστόσο καμία εμπορική λύση του κύκλου Rankine για εφαρμογή σε μηχανές εσωτερικής καύσης δεν είναι διαθέσιμη σήμερα.

Η απόδοση των πρόσφατα ανεπτυγμένων πρωτότυπων κύκλων Rankine για ΜΕΚ είναι πολλά υποσχόμενη. Σύστημα που σχεδιάστηκε από τη Honda απέδωσε μέγιστο θερμικό βαθμό απόδοσης 13%. Στα 100 χλμ. / ώρα το σύστημα απόδοσε στην έξοδο του κύκλου 2,5 kW (με απόδοση κινητήρα 19.2 kW) αυξάνοντας το θερμικό βαθμό απόδοσης της μηχανής από 28,9% σε 32,7%.

Μια ανταγωνιστική τεχνολογία, η οποία βρίσκεται υπό έρευνα και ανάπτυξη είναι η θερμοηλεκτρική γεννήτρια (ΤΕΟ), η οποία βασίζεται στο φαινόμενο Seebeck: το κύριο πλεονέκτημα της είναι το σημαντικά χαμηλότερο βάρος του συστήματος το ORC, και η απουσία των κινούμενων μερών. Σημαντικό μειονέκτημα όμως είναι το κόστος των υλικών (που περιλαμβάνει σπάνιες γαίες) και ο χαμηλός βαθμός απόδοσης που μπορεί να επιτευχθεί.

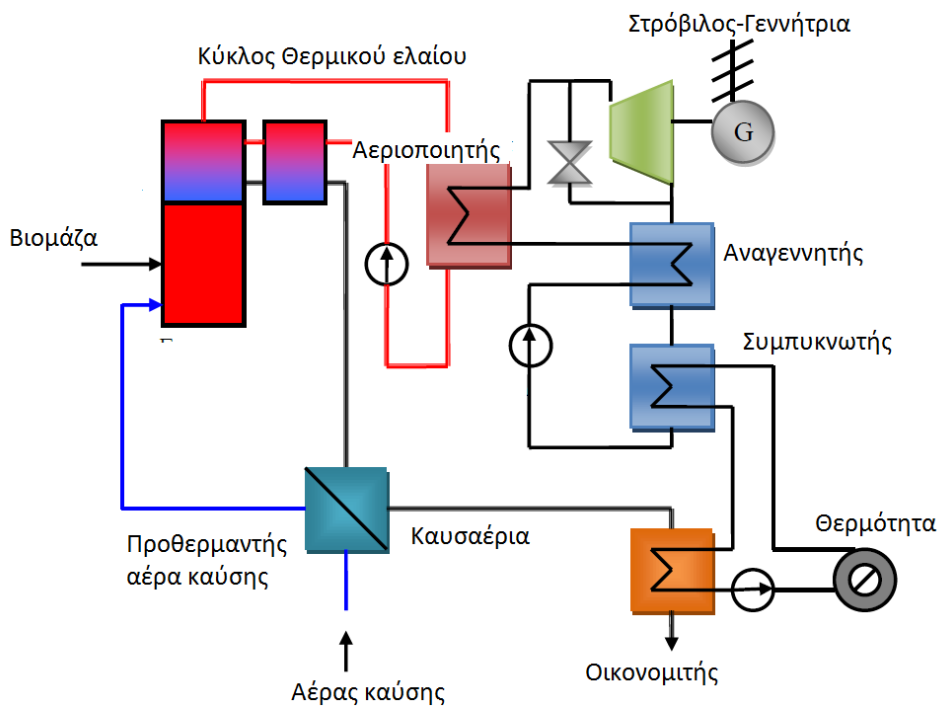
3.2.6 Καύση βιομάζας

Η χρήση κύκλων ORC για τη συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού (CHP) από καύση βιομάζας είναι ευρέως εφαρμόσιμη. Έχουν εγκατασταθεί πολλές μονάδες οι οποίες λειτουργούν με κύκλους ORC για παραγωγή θερμότητας ή/και ηλεκτρισμού. (π.χ Stadtwärme Lienz Austria 1000 kWe, Sauerlach Bavaria 700 kWe, Toblach South Tyrol 1100 kWe, Fuíach Austria 1500 kWe) (A. Schuster, 2009)

Ο κύριος λόγος που παρατηρείται αύξηση στις εγκαταστάσεις μονάδων ORC είναι το γεγονός πως είναι η μοναδική αποδεδειγμένη τεχνολογία για αποκεντρωμένες μονάδες παραγωγής ενέργειας πάνω από 1 MWe που χρησιμοποιεί στερεά καύσιμα όπως είναι η βιομάζα. Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης μιας εγκατάστασης καύσης βιομάζας με ORC κυμαίνεται από 6 μέχρι 17%. Αυτός ο βαθμός απόδοσης εξαρτάται από την μέγιστη ανάκτηση θερμότητας και το θερμικό βαθμό απόδοσης του λέβητα. Στη περίπτωση της καύσης βιομάζας θερμικό έλαιο μεταφέρει θερμότητα από το θάλαμο καύσης στο οργανικό μέσο.

Η βιομάζα είναι η τέταρτη πηγή ενέργειας, συμβάλλοντας περίπου στο 10% της παγκόσμιας ενεργειακής ζήτησης. (Bertrand F. Tchanche, 2011). Σε αναπτυγμένες χώρες, η συμβολή της βιομάζας στην βασική ενεργειακή ζήτηση είναι μεγαλύτερη, φτάνοντας σε επίπεδα 70-90 % σε κάποιες χώρες, και συνήθως χρησιμοποιείται με μη οικονομικά βιώσιμο τρόπο. Αυτή η άφθονη πηγή μπορεί να μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια και σε θερμότητα, όταν είναι απαραίτητο, σε εγκαταστάσεις συνδυασμένου κύκλου (CHP).

Η χρήση οργανικών κύκλων βιομάζας χρήζει όλο και περισσότερο ενδιαφέρον για μικρές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Ένα τυπικό σύστημα καύσης βιομάζας και παραγωγής ενέργειας μέσω ORC με ενδιάμεση θέρμανση ενός θερμικού ελαίου φαίνεται στο πιο κάτω σχήμα.



Σχήμα 3.10 – Σχηματική διάταξη μονάδας ORC με κάυση βιομάζας (Tchanche, 2010)

Το καύσιμο από βιομάζα καίγεται με μια διαδικασία παραπλήσια της διαδικασίας που χρησιμοποιείται στους συμβατικούς λέβητες παραγωγής ατμού. Η χρήση θερμικού ελαίου για την μεταφορά θερμότητας στο οργανικό μέσο παρουσιάζει αρκετά πλεονεκτήματα όπως:

- Μικρότερη πίεση στο λέβητα
- Μεγαλύτερη αδράνεια και λιγότερη ευαισθησία σε μεταβολές φορτίου
- Απλός, ασφαλής έλεγχος και λειτουργία

Επιπρόσθετα η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας (κάτω από 350 °C) διασφαλίζει τη διάρκεια ζωής του θερμικού ελαίου

Η θερμότητα μεταφέρεται μέσω του θερμικού ελαίου στο οργανικό μέσο και μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια. Η σωστή επιλογή οργανικού μέσου όπως octamethyltrisiloxanes (OMTS) and alkylbenzenes διασφαλίζουν την βέλτιστη λειτουργία του κύκλου, όπως απέδειξαν οι Drescher κ.α. (Ulli Drescher, 2007) Η θερμότητα συμπύκνωσης, που χρησιμοποιείται για την παραγωγή ζεστού νερού σε θερμοκρασίες μεταξύ 80 και 120 °C, είναι κατάλληλη για τηλεθέρμανση και άλλες θερμικές διεργασίες, όπως ξήρανση ξύλου.

Μονάδες ORC και συνδυασμένου κύκλου (CHP) μεσαίας τάξης (100-1500kw) έχουν λειτουργήσει με επιτυχία και είναι τώρα διαθέσιμες στην αγορά, ενώ μικρής κλίμακας εγκαταστάσεις μερικών kw είναι ακόμα υπό ανάπτυξη. Ο αριθμός των εγκατεστημένων μονάδων συνεχώς αυξάνεται όσο η τεχνολογία γίνεται πιο ώριμη και οικονομικά αποδεκτή.

Ενώ έχουν εγκατασταθεί τουλάχιστον 100 μονάδες ανά τον κόσμο τα τεχνικά χαρακτηριστικά των είδη εφαρμοσμένων συστημάτων είναι δύσκολο να βρεθούν. Έχουν δημοσιευτεί αξιολογήσεις για δύο ενδεικτικές μονάδες στην Αυστρία. Των Admont CHP plant (400 kWe) και Lienz (1000 kWe). Η μονάδα συμπαραγωγής στη Lienz προμηθεύει την πόλη της Lienz με θερμότητα (60,000 MWh/year) και προσφέρει στο δίκτυο 7200 MWh/year ηλεκτρικής ενέργειας. Η μονάδα είναι πλήρως αυτοματοποιημένη και παρουσιάζει πολύ καλή απόδοση σε λειτουργία μερικού φορτίου, με ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης 18%. Ολόκληρος ο σταθμός έχει βαθμό απόδοσης 82%. Το ειδικό κόστος του σταθμού εκτιμάται περίπου στα 2765 D/kWe και το κόστος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μεταξύ 9–14 cD/kWe αναλόγως της τιμής του καυσίμου και του ποσοστού χρήσης. (Tchanche, 2010)

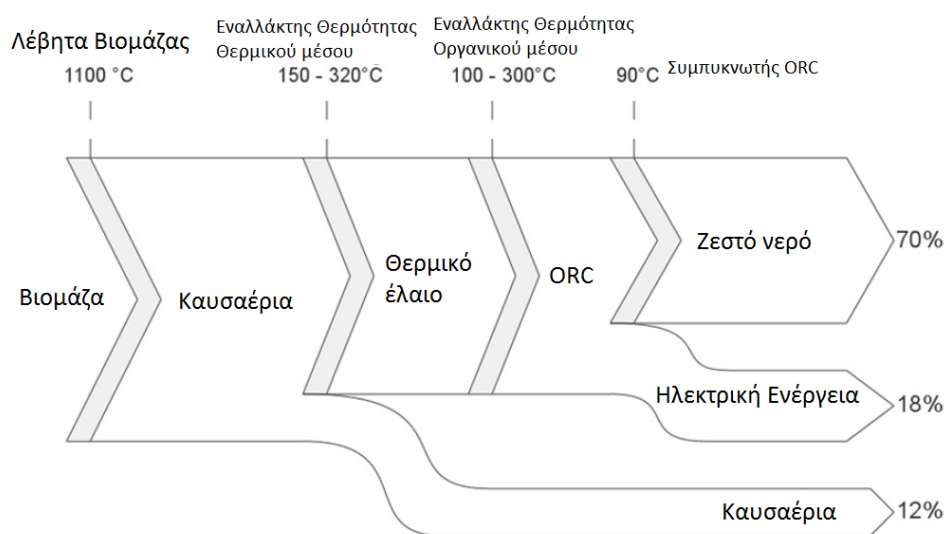
Η βιομάζα είναι διαθέσιμη σε τομείς όπως η βιομηχανίες ξύλου ή γεωργικά απόβλητα. (Sylvain Quoilin, 2013). Το κόστος της βιομάζας συγκριτικά με άλλα καύσιμα είναι λιγότερο. Ωστόσο οι απαραίτητες επενδύσεις για την επίτευξη καθαρής καύσης βιομάζας είναι σημαντικά μεγαλύτερες, από ότι στους κλασσικούς λέβητες. Για μικρές αποκεντρωμένες εγκαταστάσεις η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από καύση βιομάζας δεν είναι αποδοτική γι' αυτό χρειάζεται συνήθως να γίνει συνδυασμός παραγωγής θερμότητας και ηλεκτρισμού.

Ως εκ τούτου, για να μπορεί να επιτευχθεί υψηλός βαθμός μετατροπής ενέργειας, οι μονάδες συνδυασμένου κύκλου συνήθως καλύπτουν την ζήτηση θερμότητας παρά του ηλεκτρισμού. Η δυνατότητα χρήσης της θερμότητας ως υποπροϊόν είναι ένα σημαντικό κομμάτι των ORCs για καύση βιομάζας. Η σημασία της τοπικής ζήτησης θερμότητας και θερμότητας για βιομηχανικές διεργασίες όπως η ξήρανση ξύλων και η θέρμανση χώρων, είναι έντονη. Δεδομένου ότι η θερμότητα είναι σχετικά δύσκολο να μεταφερθεί σε μεγάλες αποστάσεις, οι σταθμοί συνδυασμένου κύκλου θερμότητας και ηλεκτρισμού (CHP), είναι τις περισσότερες φορές περιορισμένοι σε 6-10 MW θερμικής ενέργειας, η οποία αντιστοιχεί σε 1-2 MW ηλεκτρικής ισχύος. Αυτό αποκλείει τους συμβατικούς κύκλους ατμού που δεν είναι οικονομικά αποδεκτοί σε αυτό το εύρος ισχύος .

Στο Σχήμα 4.11 παρουσιάζεται ένα απλοποιημένο σύστημα συμπαραγωγής: Θερμότητα από την καύση μεταφέρεται τα από καυσαέρια στο ρευστό που θα χρησιμοποιηθεί για τη μεταφορά θερμότητας (θερμικό έλαιο) στο οργανικό μέσο δια μέσω δύο εναλλακτών, με τη θερμοκρασία να κυμαίνεται μεταξύ 150 και 320 °C. Το θερμικό έλαιο στη συνέχεια κατευθύνεται στον βρόχο ORC για να αεριοποιηθεί το εργαζόμενο μέσο, σε θερμοκρασία ελαφρώς χαμηλότερη από 300 °C. Στη συνέχεια, το αεριοποιημένο μέσο εκτονώνεται, διέρχεται μέσω ενός προθερμαντήρα για την προθέρμανση και τελικά συμπυκνώνεται σε θερμοκρασία περίπου 90 °C. Κατά τη συμπύκνωση παράγεται ζεστό νερό.

Για το συγκεκριμένο παράδειγμα του Σχήματος 4.11 αν και ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης της μονάδας συμπαραγωγής είναι περιορισμένος (18%), ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος είναι 88%, που είναι πολύ υψηλότερος από κεντρικούς σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, στους οποίους το μεγαλύτερο μέρος της εναπομείνουσας θερμότητας χάνεται. Για να μειωθούν οι θερμικές απώλειες των καυσαερίων, τα αέρια αυτά θα πρέπει να ψύχονται στην χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία, εφόσον δεν φτάσουν το όξινο σημείο δρόσου. Για να επιτευχθεί αυτό, χρησιμοποιούνται δύο βρόγχοι μεταφοράς θερμότητας. ο υψηλής θερμοκρασίας βρόγχος και χαμηλής θερμοκρασία βρόγχος. Ο χαμηλής θερμοκρασίας βρόγχος τοποθετείται μετά τον υψηλής θερμοκρασίας βρόχο επί των καυσαερίων, για τη μείωση της θερμοκρασίας εξόδου τους.

Η κύρια ανταγωνιστική τεχνολογία για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από στερεά βιοκαύσιμα είναι η «αεριοποίηση βιομάζας». Σε αυτή την τεχνολογία, η βιομάζα μετατρέπεται σε συνθετικό αέριο που αποτελείται κυρίως από H_2 , CO , CO_2 και CH_4 . Το συνθετικό αέριο επεξεργάζεται και φλιτάρεται ώστε να απαλλαγεί από στερεά σωματίδια και τελικά καίγεται σε μια μηχανή εσωτερικής καύσεως ή σε ένα αεριοστρόβιλο. Συγκρίνοντας τις δύο τεχνολογίες, συμπαραγωγής με βιομάζα με χρήση ORC και αεριοποίησης βιομάζας, μπορεί να αποδειχθεί ότι η αεριοποίηση επιφέρει υψηλότερο κόστος επένδυσης (περίπου 75%) και υψηλότερο κόστος λειτουργίας και συντήρησης (περίπου 200%). Εντούτοις η αεριοποίηση βιομάζας αποδίδει υψηλότερο λόγο ηλεκτρικής ενέργειας-θερμότητας, η οποία καθιστά την εκμετάλλευση της επικερδέστερη. Θα πρέπει επίσης να σημειωθεί ότι η τεχνολογία με κύκλους ORC είναι μια καλά δοκιμασμένη τεχνολογία, ενώ οι μονάδες αεριοποίησης σε πραγματική λειτουργία είναι ως επί το πλείστον πρωτότυπα.



Σχήμα 3.11- Διάγραμμα ροής ενέργειας καύσης βιομάζας και ORC (Sylvain Quoilin, 2013)

3.3 Εκτονωτές ORC

Η συσκευή του εκτονωτή επηρεάζει τόσο την απόδοση ενός συστήματος ORC, όσο και το κόστος μιας τέτοιας εφαρμογής. Οι εκτονωτές μπορούν να χωριστούν σε δύο κατηγορίες (Junjiang Bao, 2013):

1. Εκτονωτές δυναμικής ροής (Turbo-expanders)
2. Εκτονωτές θετικής εκτόπισης (Positive displacement expanders)

Σημαντικότεροι από αυτούς είναι στη πρώτη κατηγορία οι αξονικοί και ακτινικοί στρόβιλοι και στη δεύτερη οι σπειροειδείς (scroll), ελικοειδείς (screw) και εμβολοφόροι (piston).

Οι αξονικοί και ακτινικοί στρόβιλοι χρησιμοποιούνται σε συστήματα με εργαζόμενα μέσα μεγάλου μοριακού βάρους. Σε εφαρμογές ORC χρησιμοποιούνται μονοβάθμιοι κυρίως στρόβιλοι. Συγκεκριμένα οι μονοβάθμιοι αξονικοί στρόβιλοι είναι καταλληλότεροι για συστήματα με υψηλές τιμές παροχής και χαμηλό λόγο εκτόνωσης, ενώ οι ακτινικοί για συστήματα με χαμηλές τιμές παροχής και υψηλό λόγο εκτόνωσης.

Στους εκτονωτές θετικής εκτόπισης η εκτόνωση επιτυγχάνεται με τη μεταβολή του όγκου του μέσου μέσα στη συσκευή. Οι σπειροειδείς εκτονωτές είναι κατάλληλοι κυρίως για μικρές εφαρμογές. Λόγο μη εμπορευματοποίησης τέτοιων εφαρμογών δεν υπάρχουν διαθέσιμοι εκτονωτές στην αγορά και έτσι η χρήση τους γίνεται μετά από μεταποίηση των ήδη υπάρχων σπειροειδών συμπιεστών οι οποίοι χρησιμοποιούνται ευρέως σε ψυκτικές εγκαταστάσεις. Στην αγορά κυκλοφορούν ανοιχτού τύπου (open-type) και κλειστού τύπου (hermetic) σπειροειδείς συμπιεστές(εικόνα 3.5). Οι ελικοειδείς εκτονωτές χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές γεωθερμίας και εκμετάλλευσης απορριπτόμενης θερμότητας. Οι εμβολοφόροι εκτονωτές είναι κατάλληλοι για ανάκτηση θερμότητας από καυσαέρια μηχανών εσωτερικής καύσης, όμως έχουν αρκετά μειονεκτήματα. Μεταξύ άλλων τα πολλά κινούμενα μέρη και το υψηλό κόστος κατασκευής.



α) Ανοικτού τύπου



β) κλειστού τύπου (hermetic)



Εικόνα 3.5 – Σπειροειδείς εκτονωτές (Γεώργιος, 2014)

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται μονάδες ORC διαφόρων κατασκευαστών με χαρακτηριστικά λειτουργίας και απόδοσης

Πίνακας 3.7 – Μονάδες ORC διαφόρων κατασκευαστών (Bertrand F.Tchanche, 2014)

Μοντέλο	Κατασκευαστής	Ισχύς (kW)	Μέσο	Συσκευή εκτόνωσης	T _{ev} (°C)	T _{cd} (°C)	η _{el} (%)
IT10	Infinity turbine	10	R134a	Screw	80–120	15–30	–
PureCycle®	Pratt & Whitney Power Systems	280	R245fa	Radial inflow turbine	80–120	–	–
TD4HR	Turboden	418		Turbine	150–275	25–35	18.2
TD12HRS	Turboden	1188		Turbine	206–305	25–35	23.6
TD27HR	Turboden	2740		Turbine	155–285	25–48	19.5
TD7CHP	Turboden	738		Turbine	240–300	60–80	18.4
Green Machine	Electratherm	50	R245fa	Twin screw	80–93	21	12
BEP module	BEP Europe	50	R245fa	Single and Z-screw	80–120	20	12
Triogen module	Tri-o-gen	80–165	Toluene	High speed turbogenerator	>350	35–50	20–22
Calnetix series S, P, M	Calnetix Power systems	125	R245fa	High speed turbine	121	21	–
AD300 TF-plus	Adoratec	300		Turbine	155/245	60/80	17.03
AD625 TF-plus	Adoratec	625		Turbine	155/245	60/80	17.90
AD2400 TF-plus	Adoratec	2400		Turbine	160/250	60/90	17.35
ENEFCOG EN^{Plus}05PL U-01	Eneftch	5	–	Scroll	160–200	20–50	–
PROMETH EUS-25	ENERBasque	20	–	–	80–90	10–25	4–8
EP60-ERS	Exergy	400–650	–	Radial outflow turbine	230–315	–	15–22

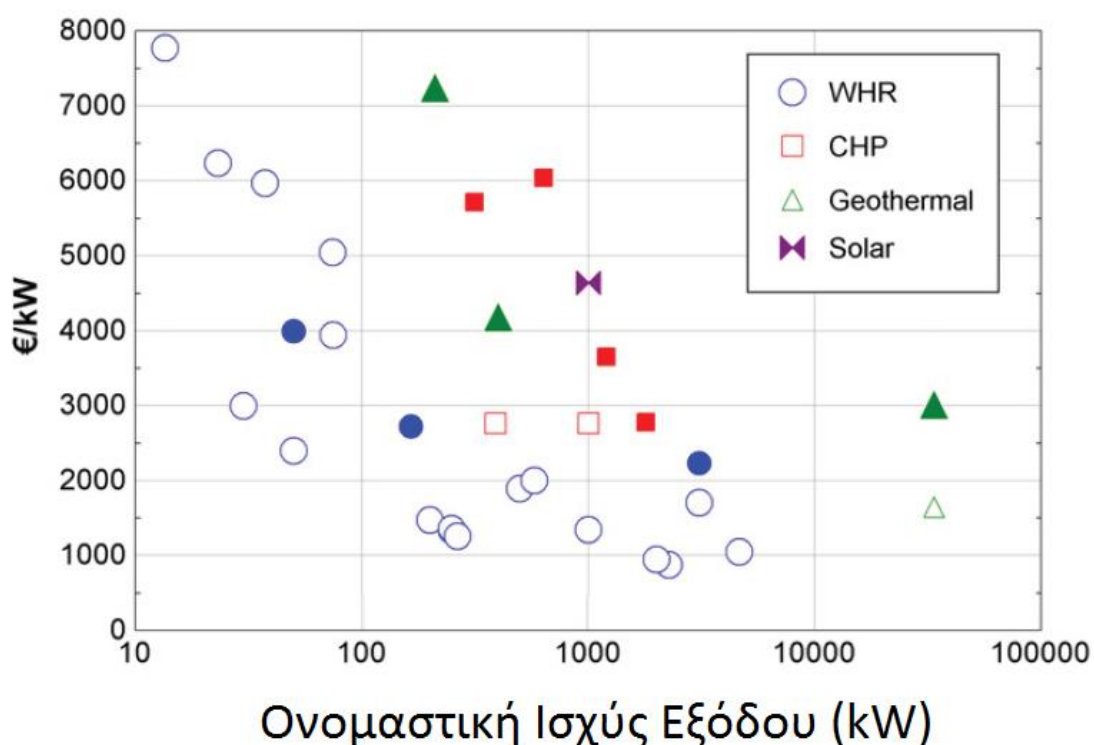
T_{ev}: Θερμοκρασία πηγής/θερμοκρασία θερμικού μέσου/θερμοκρασία αεριοποίησης

T_{cd}:Θερμοκρασία συμπύκνωσης

η_{el}:Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης

3.4 Σύγκριση Κόστους

Στην εικόνα 3.6 παρουσιάζονται τυπικά κόστη των μονάδων ORC για τις διάφορες εφαρμογές τους και το μέγεθος των εγκαταστάσεων. Στα άδεια σχήματα είναι το κόστος των μονάδων ORC και στα γεμάτα το συνολικό κόστος της εγκατάστασης. Τα δεδομένα πάρθηκαν από διάφορες πηγές γι' αυτό δεν πρέπει να ληφθούν υπόψη ως αντικειμενική αξία παρά ως δείκτες μιας γενικής εικόνας του κόστους. Όπως φαίνεται στο διάγραμμα, αυξανόμενη της παραγόμενης ισχύς μειώνεται το κόστος ανά kw για όλες της εφαρμογές. Το χαμηλότερο κόστος είναι για τις εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας με το μεγαλύτερο να είναι για της εγκαταστάσεις καύσης βιομάζας και γεωθερμίας. Τα ηλιακά συστήματα δεν είναι ακόμα διαδεδομένα στην αγορά. Το συνολικό κόστος διαφέρει από το κόστος των μονάδων ORC, το οποίο περιλαμβάνει έξοδα μηχανισμών, κτηρίων, λεβήτων (στη περίπτωση καύσης βιομάζας), λειτουργίας κ.α. και μπορεί να είναι μέχρι 3 φορές μεγαλύτερο από το κόστος της μονάδας. Αυτό το κόστος θα πρέπει να λαμβάνεται πάντα υπόψη κατά τον έλεγχο οικονομικής βιωσιμότητας των εφαρμογών ORC (Sylvain Quoilin, 2013)



Εικόνα 3.6 – Κόστος μονάδων ORC σε εφαρμογές (Sylvain Quoilin, 2013)

3.5 Συμπεράσματα

Τα τελευταία χρόνια η τεχνολογία ORC είναι μία αξιόπιστη και εφαρμόσιμη λύση για την εκμετάλλευση θερμικής ενέργειας από την καύση βιομάζας, την γεωθερμία και την ανάκτηση θερμότητας. Η συνεχώς αυξανόμενη απαίτηση για παραγωγή ενέργειας με φιλικότερους τρόπους προς το περιβάλλον και εξοικονόμησης ορυκτών καυσίμων, κάνει την χρήση ORC να εξαπλώνεται με πολύ γρήγορους ρυθμούς.

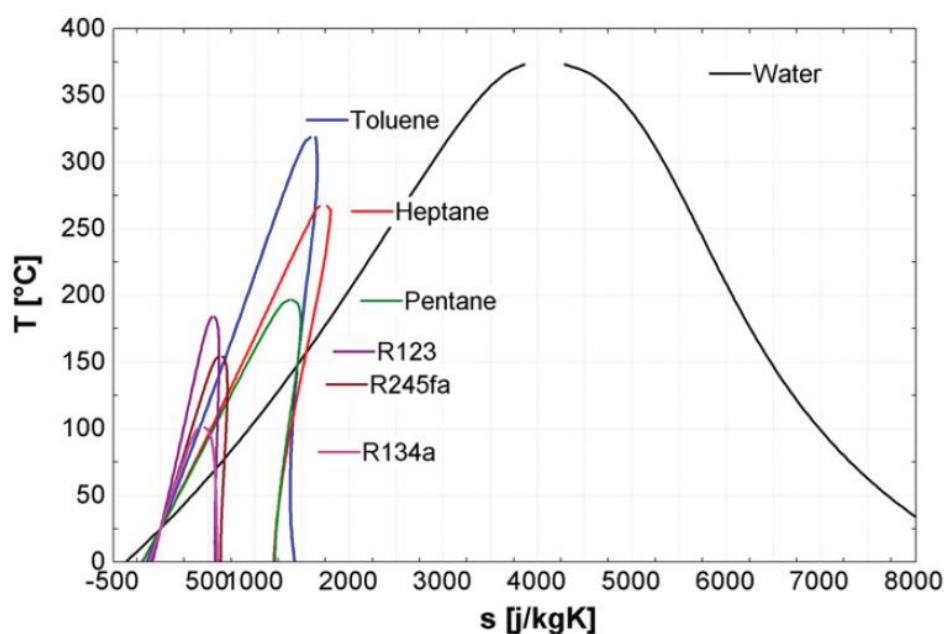
4 Επιλογή εργαζόμενου μέσου για οργανικό κύκλο Rankine σε ηλιακό σύστημα χαμηλής θερμοκρασίας

4.1 Εισαγωγή

Η απόδοση και η οικονομική βιωσιμότητα ενός οργανικού κύκλου Rankine είναι άμεσα συνδεδεμένη με τις θερμοδυναμικές ιδιότητες και την απόδοση του εργαζόμενου μέσου. (Tchanche, 2010). Αυτό καθιστά την επιλογή του εργαζόμενου μέσου ως ένα από τα κρισιμότερα σημεία της μελέτης ενός οργανικού κύκλου Rankine. Στο παρόν κεφάλαιο παρατίθενται κάποια βασικά κριτήρια τα οποία πρέπει να πληρούν τα εργαζόμενα μέσα και παρουσιάζεται μια μεθοδολογία για την επιλογή κατάλληλων εργαζόμενων μέσων σε εγκαταστάσεις χαμηλών θερμοκρασιών.

4.2 Εργαζόμενα μέσα για οργανικό κύκλο Rankine

Τα οργανικά μέσα που χρησιμοποιούνται ως εργαζόμενα μέσα έχουν πολύ διαφορετικά χαρακτηριστικά από το νερό. Η κλίση της καμπύλης κορεσμού ενός εργαζόμενου μέσου σε ένα διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-S) μπορεί να είναι θετική (π.χ. isopentane), αρνητική (π.χ. R22) ή άπειρη (π.χ. R11), με τα μέσα να ονομάζονται «υγρά», «ξηρά» και «ισεντροπικά» αντίστοιχα. Στην εικόνα 4.1 φαίνεται η διαφορά οργανικών μεσών και νερού στο διάγραμμα T-s. Υγρά μέσα όπως το νερό πρέπει συνήθως να υποστούν υπερθέρμανση, ενώ πολλά οργανικά μέσα, τα οποία μπορεί να είναι ξηρά ή ισεντροπικά, δεν χρειάζονται. Ένα άλλο πλεονέκτημα των οργανικών εργαζόμενων μέσων είναι ότι ο εκτονωτής που χρησιμοποιείται σε κύκλους ORC είναι συνήθως μονοβάθμιος, με αποτέλεσμα ένα απλοποιημένο, πιο οικονομικό σύστημα από άποψη αρχικού κόστους και συντήρησης. Η χρήση οργανικού κύκλου Rankine, έναντι ενός κύκλου Rankine νερού-ατμού σε χαμηλής θερμοκρασίας πηγές, υπερτερεί σε πολλά σημεία. Επίσης βελτιστοποιείται αρκετά με την επιλογή των κατάλληλων εργαζόμενων μέσων και των βέλτιστων συνθηκών λειτουργίας. (Huijuan Chen, 2010)



Εικόνα 4.1- Διάγραμμα T-s διαφόρων μέσων και νερού (Sylvain Quoilin, 2013)

Επειδή επηρεάζουν την αποτελεσματικότητα του συστήματος, το μέγεθος των συνιστωσών του συστήματος, το σχεδιασμός της μηχανής εκτόνωσης, τη σταθερότητα του συστήματος, την ασφάλεια και το περιβάλλον, η επιλογή των εργαζόμενων μέσων είναι πολύ σημαντική για την απόδοση και την οικονομική βιωσιμότητα ενός ORC. Σε σύγκρισή με άλλους θερμοδυναμικούς κύκλους, η επιλογή του εργαζόμενου μέσου του συστήματος ORC είναι μια πολύπλοκη εργασία εξαιτίας των ακόλουθων δύο βασικών παραγόντων (Junjiang Bao, 2013):

1. Οι συνθήκες λειτουργίας και ο τύπος της πηγής θερμότητας του ORC διαφέρουν αρκετά. Από πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας 80 °C (π.χ. γεωθερμία) σε πηγές θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών 500 °C (π.χ. καύση βιομάζας).
2. Εκτός από ορισμένες ουσίες των οποίων οι κρίσιμες θερμοκρασίες είναι πολύ χαμηλές ή πολύ υψηλές, εκατοντάδες ουσίες μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως εργαζόμενα μέσα σε κύκλους ORC, συμπεριλαμβανομένων των υδρογονανθράκων, αρωματικών υδρογονάνθρακες, αιθέρων, υπερφθοράνθρακες, CFCs, αλκοόλες, σιλοξάνια και ανόργανες ουσίες (οι οποίες δε θα έπρεπε να αναφέρονται σε οργανικούς κύκλους Rankine αλλά λόγω της ομοιότητας των κύκλων με ORC αναφέρονται).

Επισκόπηση οργανικών μέσων

Οι πιο σύνηθες τρόποι κατηγοριοποίησής των οργανικών ουσιών είναι κατά ASHRAE και κατά IUPAC. Οι κυριότερες κατηγορίες είναι:

- **Υδρογονάνθρακες (HCs): Propane, butane**

Έχουν επιθυμητές θερμοδυναμικές ιδιότητες και πρόβλημα αναφλεξιμότητας

- **Υπερφθοράνθρακες (πλήρως φθορισμένοι υδρογονάνθρακες)(PFCs):**

Είναι εξαιρετικά αδρανή και σταθερά, έχουν μεγάλη μοριακή πολυπλοκότητα και είναι θερμοδυναμικά ανεπιθύμητα

- **Σιλοξάνια**

Είναι κατάλληλα για μίγματα λόγω καλών θερμοφυσικών χαρακτηριστικών τους (χαμηλή τοξικότητα και αναφλεξιμότητα, υψηλό μοριακό βάρος,). Συνήθως είναι διαθέσιμα ως μείγματα και όχι ως «καθαρά» εργαζόμενα μέσα. Η ισοβαρής συμπίκνωση και αεριοποίηση τους δεν είναι ισοθερμοκρασιακή

- **Ethers and Hydrofluoroethers (HFEs):**

Έχουν προβλήματα τοξικότητας, αναφλεξιμότητας και θερμοδυναμικά μη αποδεκτά

- **Αλκοόλες: methanol, ethanol**

Έχουν προβλήματα αναφλεξιμότητας, είναι διαλυτά στο νερό και θερμοδυναμικά μη αποδεκτά

- **Ανόργανα: νερό, αμμωνία**

Είναι φτηνά και άφθονα, έχουν μικρή επίδραση στο περιβάλλον και μερικά προβλήματα στη λειτουργία

- **Χλωροφθοράνθρακες (CFCs): R12, R13**

- **Υδροφθοράνθρακες (HFCs): R134A**

- **Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs): R22**

- **Αζεοτροπικά μίγματα (R500, R502):**

Είναι μίγματα δύο ή περισσότερων ουσιών των οποίων δεν αλλάζει η θερμοκρασία κατά την αλλαγή φάσης τους.

- **Ζεοτροπικά μίγματα (R404, R407):**

Είναι μίγματα δύο ή περισσότερων ουσιών των οποίων η θερμοκρασία μεταβάλλεται κατά την αλλαγή φάσης τους.

Στον πίνακα 5.1 όπου παρουσιάζονται προτεινόμενα εργαζόμενα μέσα για διάφορες εγκαταστάσεις, διάφορες συνθήκες λειτουργίας και ο τρόπος σύγκρισης των μέσων.

Πίνακας 4.1 – Εφαρμογές ORC, χαρακτηριστικά λειτουργίας και προτεινόμενο εργαζόμενο μέσο (Junjiang Bao, 2013)

Εφαρμογή	Θερμοκρασία πηγής θερμότητας	Θερμοκρασία ατμοποίησης	Θερμοκρασία συμπύκνωσης	Προτεινόμενο εργαζόμενο μέσο
WHR	-	67–287 °C ^a	20 °C	Benzene
WHR	327 °C	-	20–60 °C	<i>p</i> -Xylene
WHR	-	80–110 °C	35–60 °C	R123, R124
WHR	-	100–210 °C ^b	25 °C	R113
WHR	145 °C	80–140 °C ^c	20 °C	R236ea
WHR	140 °C	-	27 °C	R123
WHR	470 °C	96–221 °C	35 °C	Benzene
WHR	100–250 °C	80–230 °C	30 °C	Benzene
WHR	250–500 °C	Te ^d	85 °C	<i>n</i> -hexane, <i>n</i> -pentane for 250 °C toluene, <i>n</i> -octane, and water for 350 °C toluene and <i>n</i> -dodecane for 500 °C
WHR	85 °C	55–80 °C	25 °C	Butane, R245fa and R141b,
WHR	85 °C	60 °C	25 °C	R123
WHR	160 °C	144–156 °C	20 °C	R11
WHR	150 °C	-	20 °C	R114, R245fa, R601a, R601, R141b and R113
WHR	140 °C	-	20 °C	R123 for 100–180 °C R141b for higher than 180 °C
WHR	292 °C	277 °C	27 °C	R123
WHR	327 °C	Te	27–87 °C	R245fa, R245ca
Geothermal	80–115 °C	65–100 °C	25 °C	Propene
Geothermal	70–90 °C	-	-	Ammonia
Geothermal	120 °C	100 °C	30 °C	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601
Geothermal	91.1 °C	Te ⁱ	28 °C	R601a, R601
Biomass	-	250–350 °C	90 °C	Butylbenzene
Biomass	-	170 °C	50 °C	Ethanol
Solar	-	60–100 °C	35 °C	R134a
Solar	-	70– (T _c -10) °C	30 °C	R245fa
Solar	-	120–150 °C	15 °C	Solkatherm
-	-	80–200 °C	20 °C	R227ea for 80–160 °C R245fa for 160–200 °C
-	60–160 °C	55–155 °C	30 °C	Hexane

a: θερμοκρασία εισόδου στην εκτόνωση αντίστοιχη των 2,5MPa πίεση

b: θερμοκρασία εισόδου στην εκτόνωση αντίστοιχη των 2,0 MPa πίεσης

c: θερμοκρασία εισόδου στην εκτόνωση

d: θερμοκρασία αεριοποίησης αντίστοιχη σε πίεση αεριοποίησης 0,5-2MPa

e: ο λόγος της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας προς το καθαρό έργο

f: το συνολικό ποσό της θερμότητας συναλλαγής

g: παράμετρος μεγέθους του εκτονωτή

h: θερμοκρασία αεριοποίησης αντιστοιχεί της πίεσης αεριοποίησης 0,2-2 MPa

i: θερμοκρασία αεριοποίησης αντιστοιχεί της πίεσης αεριοποίησης 0.1-0.6 MPa

Ενώ οι μελέτες για την επιλογή εργαζόμενου μέσου στην επιστημονική βιβλιογραφία καλύπτουν ένα ευρύ φάσμα εργαζόμενων μέσων, μόνο μερικά εξ αυτών χρησιμοποιούνται πραγματικά σε εμπορικές μονάδες ηλεκτροπαραγωγής ORC. Αυτά τα ρευστά είναι τα ακόλουθα:

HFC-134a: Χρησιμοποιείται σε γεωθερμικές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας ή ανάκτηση θερμότητας πολύ χαμηλής θερμοκρασίας

HFC-245fa: Χαμηλή θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου που χρησιμοποιούνται κυρίως στην ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας.

N-pentane: Χρησιμοποιείται στη μόνη εμπορική μονάδα ORC ηλιακής ενέργειας στο σταθμό της Νεβάδα. Άλλες εφαρμογές περιλαμβάνουν ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας και γεωθερμία μεσαίων θερμοκρασιών.

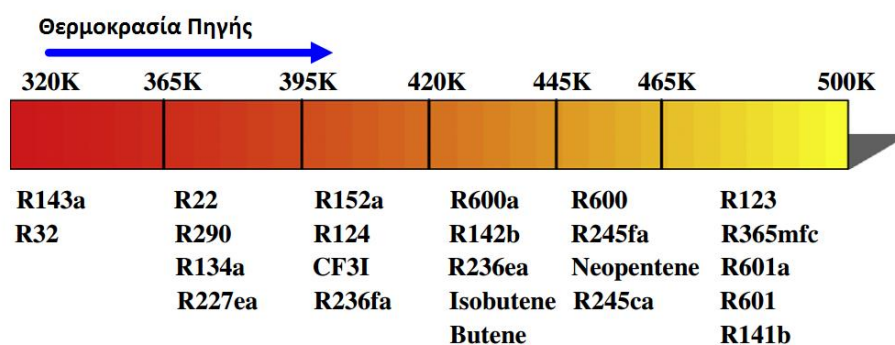
Solkatherm: ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας.

OMTS: CHP, μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.

Tulene: ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας.

Η βέλτιστη επιλογή εργαζόμενου μέσου που αντιστοιχεί στο επίπεδο θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας παρουσιάζεται στο σχήμα 4.1. (Dongxiang Wang, 2013)

Με λίγα λόγια, δεν υπάρχει εργαζόμενο μέσο κατάλληλο για κάθε οργανικό κύκλο Rankine. Ταυτόχρονα, κατά την επιλογή του εργαζόμενου μέσου δεν πρέπει να εξετάζεται μόνο η θερμοδυναμική του απόδοση (πρώτος νόμος θερμοδυναμικής, ισχύς εξόδου, κ.λπ.) και η οικονομική βιωσιμότητα του συστήματος, αλλά να εξετάζονται παράγοντες όπως είναι η μέγιστη, ελάχιστη θερμοκρασία λειτουργίας, η πίεση που αντέχει το σύστημα, ο σχεδιασμός των μηχανών εκτόνωσής και αντλιών, οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις και ο παράγοντας της ασφάλειας.



Σχήμα 4.1 – Προτεινόμενα εργαζόμενα μέσα ανάλογος της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας (Dongxiang Wang, 2013)

4.3 Κριτήρια και μεθοδολογία επιλογής εργαζόμενου μέσου

4.3.1 Γενικά κριτήρια για όλες σχεδόν τις εφαρμογές

- Κρίσιμοι παράμετροι

Κρίσιμο σημείο είναι το σημείο πάνω σε ένα θερμοδυναμικό διάγραμμα στο οποίο η υγρή και η αέρια φάση του μέσου συνυπάρχουν και οι θερμοδυναμικές του ιδιότητες δεν μπορούν να προβλεφθούν. Σε αυτό το σημείο η θερμοκρασία, η πυκνότητα και η σύσταση του μέσου είναι ίδια είτε αυτό είναι υγρό είτε αέριο. Οι ιδιότητες του μέσου σε αυτό το σημείο ονομάζονται κρίσιμη πυκνότητα, κρίσιμη θερμοκρασία, κρίσιμος όγκος και κρίσιμη πίεση. Ανάλογα αν ο κύκλος λειτουργεί πάνω ή κάτω από αυτό το σημείο τότε ονομάζεται υπερκρίσιμος ή υποκρίσιμος αντίστοιχα. Στη περίπτωση του υποκρίσιμου κύκλου η θερμοκρασία ατμοποίησης του μέσου πρέπει να είναι πιο κάτω από την κρίσιμη ώστε να επιτευχθεί βέλτιστη μεταφορά θερμότητας. (Tchanche, 2010) (O. Badr, 1985)

- Πιέσεις λειτουργίας κύκλου

Η πίεση λειτουργίας του αεριοποιητή δεν πρέπει να είναι υπερβολικά μεγάλη. Μέτρια πίεση προτείνεται ώστε να αποφευχθούν προβλήματα μηχανικού στρες. Πολύ υψηλή πίεση μπορεί να προκαλέσει προβλήματα ασφάλειας και να αυξήσει το κόστος του συστήματος λόγω πρόσθεσης ασφαλιστικών εξαρτημάτων. Η πίεση κορεσμού στο συμπυκνωτή πρέπει να διατηρηθεί πάνω από την ατμοσφαιρική, ώστε σε πιθανή διαρροή να μην εισέλθει ατμοσφαιρικός αέρας εντός του συμπυκνωτή και ούτε να εξέλθει εργαζόμενο μέσο. Γενικά για οικονομικούς λόγους και λόγους ασφάλειας οι πιέσεις στους εναλλάκτες θερμότητας πρέπει να είναι πάνω από 1bar για τη συμπύκνωση και κάτω από 25bar για την αεριοποίηση. (Maizza, 1995) (O. Badr, 1985)

- Κλίση καμπύλης κορεσμού στο διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας (T-s)

Συνήθως τρία είδη εργαζόμενων μέσω απαντώνται. Τα ξηρά με θετική κλίση κορεσμού, τα ισεντροπικά με άπειρη κλίση και τα υγρά με αρνητική κλίση. Για συστήματα χαμηλής θερμοκρασίας, ουσιαστικά χαμηλής ισχύος, υγρά μέσα όπως νερό, αμμωνία, αιθανόλη δεν είναι κατάλληλα. (T.C. Hung, 2010). Τα υγρά μέσα χρειάζονται υπερθέρμανση για αποφυγή παρουσίας σταγονιδίων στην εκτόνωση. Η εκτόνωση ισεντροπικών μέσων λαμβάνει τέλος στη περιοχή κορεσμένου ή υπέρθερμου ατμού, με αποτέλεσμα να μην υπάρχει ανησυχία για διάβρωση του εκτονωτή. Τα ξηρά μέσα με πολύ θετική κλίση έχουν χαμηλό θερμικό βαθμό απόδοσής ο οποίος μεγαλώνει με ενδιάμεση αναθέρμανση όπως προαναφέρθηκε.

- Ειδικός όγκος

Ένα καλό μέσο πρέπει να έχει χαμηλό ειδικό όγκο τόσο στην αέρια όσο και στην υγρή του φάση. (O. Badr, 1985). Αυτό έχει αντίκτυπο στο ποσό της μεταφερόμενης θερμότητας στους εναλλάκτες. Ο ειδικός όγκος της αέριας φάσης είναι συνυφασμένος με το μέγεθος και το κόστος του εκτονωτή. Υψηλός ειδικός όγκος της αέριας φάσης οδηγεί σε μεγαλύτερη παροχή όγκου για την οποία χρειάζεται πολυπλοκότητα στη έξοδο του εκτονωτή και επιφέρει σημαντικές απώλειες. Ο ειδικός όγκος της υγρής φάσης στη συμπύκνωση πρέπει να είναι όσο το δυνατό πιο χαμηλός για να μειωθεί το έργο που θα καταναλώσει η αντλία.

- Ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας

Οι ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας του εργαζόμενου μέσου είναι πολύ σημαντικές. Επιθυμητές ιδιότητες είναι: χαμηλό ιξώδες, χαμηλή τάση επιφάνειας, χαμηλή ειδική θερμότητα υγρής φάσης, υψηλή θερμική αγωγιμότητα και υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης. Η αναλογία ενθαλπίας στον αεριοποιητή, η οποία είναι η αναλογία της ενθαλπίας ατμοποίησης προς την αισθητή ενθαλπία που χρειάζεται για να αυξηθεί η θερμοκρασία του συμπιεσμένου υγρού, πρέπει να είναι υψηλή. Αυτό έχει ως πλεονέκτημα την μείωση του ποσού θερμότητας που χρειάζεται για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου και επιτρέπει περισσότερη μεταφορά θερμότητας προς αυτό με αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξησή της θερμοκρασίας του.

- Μοριακό βάρος

Το θέμα μοριακού βάρους του εργαζόμενου μέσου προκύπτει στο σχεδιασμό της συσκευής εκτόνωσης. Για εγκαταστάσεις υψηλών θερμοκρασιών και μεγάλης ισχύος, όπου χρησιμοποιούνται πολυβάθμιοι στρόβιλοι, είναι καταλληλότερα εργαζόμενα μέσα με χαμηλό μοριακό βάρος (<90kg/Mol) και για εγκαταστάσεις χαμηλών θερμοκρασιών και μικρής ισχύος με μονοβάθμιους στρόβιλους, εργαζόμενα μέσα με μεγάλο μοριακό βάρος (>90kg/Mol). (Tchanche, 2010)

Table 4-1 – Επίδραση Μοριακού Βάρους εργαζόμενου Μέσου στο Ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή (Tchanche, 2010)

	<u>Χαμηλό Μοριακό Βάρος</u>	<u>Υψηλό Μοριακό Βάρος</u>
<u>Επίπεδα Ισχύος</u>	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης Εκτονωτή(%)	
>10MW	70-80	75-80
1-5 MW	50-70	75-80
200-500 kW	30-50	75-80
10-100 kW	25-50	60-75

- Θερμική σταθερότητα και συμβατότητα με τα υλικά

Η θερμική σταθερότητα και η συμβατότητα με τα υλικά και τα λιπαντικά είναι μία κρίσιμη παράμετρος. Το εργαζόμενο μέσο πρέπει να έχει μεγάλη θερμική σταθερότητα ώστε να έχει τον επιθυμητό χρόνο ζωής και την οικονομική απόδοση για την εγκατάσταση. Η επιλογή εργαζόμενου μέσου-λιπαντικού-υλικών πρέπει να γίνει με μεγάλη προσοχή ώστε να διασφαλιστεί ο χρόνος ζωής της εγκατάστασης. Το λιπαντικό μπορεί να είναι αναμίξιμο ή μη αναμίξιμο με το εργαζόμενο μέσο αλλά για μείωση της πολυπλοκότητας της εγκατάστασης συνήθως επιλέγεται αναμίξιμο λιπαντικό. Η περίπτωση χημικής αποσύνθεσης του εργαζόμενου μέσου δεν έχει αντίκτυπο μόνο στην απόδοση του συστήματος, λόγω ανάγκης αντικατάστασης του, αλλά επιφέρει και προβλήματα διάβρωσης στα υλικά εξαιτίας της δημιουργίας μη συμπυκνώσιμων αερίων. Για τη μελέτη της αποσύνθεσης των εργαζόμενων μέσων υπάρχουν δύο μέθοδοι: τα «dynamic loop tests» και το «static capsule test».

Table 4-2 – Μέγιστη θερμοκρασία σταθερότητας κάποιων εργαζόμενων μέσων(Tchanche, 2010)

Εργαζόμενο Μέσο	MST(°C)	Υλικό
R227EA	425	Stainless steel(AISI36)
R23	400	Stainless steel(AISI36)
R236FA	400	Stainless steel(AISI36)
R143A	350	Stainless steel(AISI36)
R245FA	300	Stainless steel(AISI36)
R134A	368	Stainless steel
R141B	90	Stainless steel
R125	396	Stainless steel
METHANOL	175-230	Stainless steel
TOLUENE	400-425	Stainless steel
R113	175-230	Stainless steel

- Ιδιότητες ασφάλειας

Για την αξιολόγηση της ασφάλειας μπορεί να χρησιμοποιηθεί η κατηγοριοποίηση κατά ASHRAE 34. Η κατηγοριοποίηση αυτή βασίζεται σε δυο παραμέτρους: την τοξικότητα και την αναφλεξιμότητα. Η τοξικότητα μπορεί να παρατηρηθεί από μερικούς αριθμούς όπως TLV (Threshold Limit Value). Η αναφλεξιμότητα αναγνωρίζεται γενικά από τους αριθμούς LFL (Lower Flammability Limit) και HOC (Heat Of Combustion). Το ASHRAE standard 34 αναφέρεται σε δύο τάξεις τοξικότητας. Μέσα στα οποία δεν παρατηρείται τοξικότητα σε συγκέντρωση μεγαλύτερη των 400ppm ανήκουν στην «Α» και μέσα στα οποία παρατηρήθηκε τοξικότητα σε συγκέντρωση μεγαλύτερη των 400ppm στη «Β». Παράλληλα χωρίζεται σε τρεις τάξεις αναφλεξιμότητας. Την «1» για μέσα τα οποία δε δείχνουν να έχουν διάδοση φλόγας όταν εξεταστούν στον αέρα σε θερμοκρασία 21⁰C και πίεση 101kPa, την «2» για μέσα τα οποία έχουν LFL>0.10 kg/m³ στη θερμοκρασία των 21⁰C και πίεση 101kPa και HOC< 19kj/kg και «3» μέσα τα οποία έχουν υψηλή αναφλεξιμότητα όπως προκύπτει από τον LFL<= 0.10 kg/m³ στη θερμοκρασία των 21⁰C και πίεση 101kPa ή HOC>=19 kj/kg. Επιπρόσθετα το εργαζόμενο μέσο δεν πρέπει να είναι εκρηκτικό και να είναι ραδιενεργά αδρανές

Στο πιο κάτω πίνακα συνοψίζονται οι κατηγορίες ασφάλειας κατά ASHRAE 34.

Table 4-3 – Κατηγορίες Ασφάλειας Μέσων κατά ASHRAE 34

	Χαμηλά επίπεδα τοξικότητας	Υψηλά επίπεδα τοξικότητας
Υψηλή αναφλεξιμότητα	A3	B3
Χαμηλή αναφλεξιμότητα	A2	B2
Καθόλου μετάδοση φλόγας	A1	B1

- Κόστος και διαθεσιμότητα

Το κόστος του εργαζόμενου μέσου πρέπει να είναι εντός των πλαισίων οικονομικής βιωσιμότητας της εγκατάστασης και να είναι εύκολα διαθέσιμο. Στο πίνακα 4.2 παρατίθενται το κόστος κάποιων εργαζόμενων μέσω από ένα προμηθευτή στη Αθήνα το 2011. (Tchanche, 2010)

Πίνακας 4.2 – Τιμή μερικών εργαζόμενων μέσων (χωρίς ΦΠΑ) (Tchanche, 2010)

Εργαζόμενο μέσο	Τιμή (ευρώ/kg)
FREON 22 DU PONT	3.33
SUVA 134A DU PONT	6.34
SUVA 401B DU PONT	10.85
SUVA 407 DU PONT	6.63
SUVA 123 DU PONT	11.76

- 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) με σημείο αναφοράς το μέσο R11 με αριθμό ODP=1 και την δυνατότητα της ουσίας να θερμαίνει το περιβάλλον δρώντας ως αέριο που βοηθά στην αύξηση του φαινομένου του θερμοκηπίου, global warming potential (GWP). Αυτός ο δείκτης υπολογίζεται έχοντας ως σημείο αναφοράς το χρόνο ζωής του διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) στην ατμόσφαιρα (atmospheric lifetime (ALT) που δείχνει πόσο χρόνο παραμένει η ουσία μέχρι την αποσύνθεση του αντιδρώντας με άλλα χημικά στοιχεία. Έτσι για την επιλογή ενός εργαζόμενου μέσου πρέπει να ληφθεί υπόψη η ρύπανση του περιβάλλοντος και να επιλέγεται μέσο που να έχει όσο το δυνατό μικρότερους δείκτες ODP,GWP και ALT. (J.MM Calm, 2011)

- Απόδοση του συστήματος

Το σημαντικότερο κριτήριο για την επιλογή ενός καλού εργαζόμενου μέσου δεν μπορεί να είναι άλλο παρά η συνολική απόδοση της εγκατάστασης. Ο ευκολότερος και γρηγορότερος τρόπος για την σύγκριση, είναι η μοντελοποίηση της εφαρμογής με τη χρήση υπολογιστικών προγραμμάτων και βάσεων δεδομένων των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών των μέσων.

4.3.2 Μεθοδολογία

Η σύγκριση για την επιλογή του καταλληλότερου εργαζόμενου μέσο σε ένα κύκλο ORC δεν είναι απλή αφού υπάρχουν πολλά οργανικά μέσα τα οποία διαφέρουν κατά πολύ μεταξύ τους. Λόγω επιβολής διαφόρων ορίων στον όγκο, στο κόστος κατασκευής της εγκατάστασης, στην ασφάλεια κ.α. τα οποία αναφέρθηκαν πιο πάνω δεν μπορεί να είναι μοναδικό κριτήριο η απόδοση του συστήματος.

Η απουσία καταλληλότερου εργαζόμενου μέσου για όλες τις εφαρμογές, καθιστά αναγκαία την επιλογή διάφορων κριτηρίων και μέσων κάθε φορά. Η μεθοδολογία που χρησιμοποιείται στο επόμενο κεφάλαιο ώστε να βρεθούν κατάλληλα εργαζόμενα μέσα για έναν κύκλο ORC σε εφαρμογή με ηλιακούς συλλέκτες, είναι αυτή που προτείνει ο Bernard Tchanche στη διδακτορική του διατριβή (Tchanche, 2010) η οποία διαχωρίζεται σε τρία κύρια βήματα:

1. Συλλογή δεδομένων
2. Ανάλυση δεδομένων
3. Επιλογή

Στο πρώτο βήμα αρχικά ορίζονται οι συνθήκες λειτουργίας του μοντέλου που θα μελετηθεί, οι παραδοχές και συλλέγονται δεδομένα για τα εργαζόμενα μέσα που θα χρησιμοποιηθούν (θερμοφυσικά χαρακτηριστικά, ιδιότητες ασφάλειας, επίδραση στο περιβάλλον κ.α.). Ακολούθως (βήμα 2) αναλύονται τα δεδομένα του βήματος 1 και τα δεδομένα που προέκυψαν από την ανάλυση του συστήματος. Η ανάλυση γίνεται ως εξής:

Αρχικά ορίζονται τα κριτήρια και κατατάσσονται με πρώτο το κρισιμότερο. Σε κάθε κριτήριο διαχωρίζονται αυτά που παρουσιάζουν ιδιότητες που πληρούν το κριτήριο και αυτά που δεν το πληρούν. Συνεχίζοντας από κριτήριο σε κριτήριο, απορρίπτοντας αυτά που δεν πληρούν καθόλου το προηγούμενο, εν τέλη απομένουν μόνο τα επιθυμητά μέσα για τις συγκεκριμένες προϋποθέσεις. Όλα τα κριτήρια πρέπει να λαμβάνονται υπόψη γι' αυτό μερικές φορές είναι δύσκολο τελικά να επιλεγεί το καταλληλότερο.

Συλλογή δεδομένων

Συνθήκες λειτουργίας
Θερμοφυσικά χαρακτηριστικά μέσων
Ιδιότητες ασφάλειας μέσων
Επίδραση στο περιβάλλον
Αποτελέσματα υπολογισμών

Ανάλυση δεδομένων

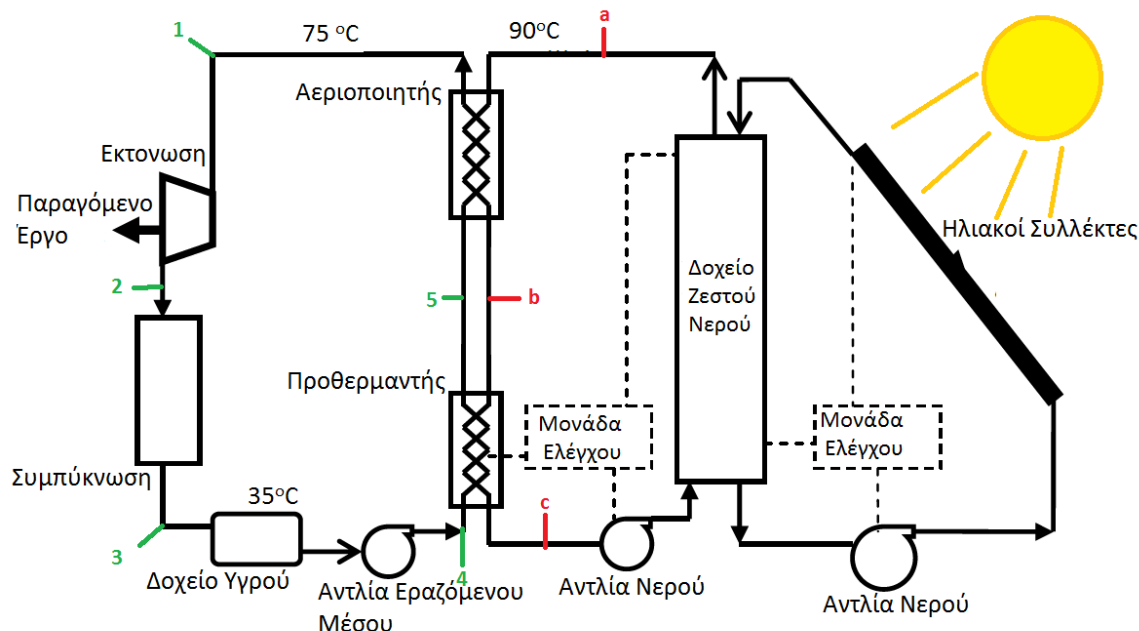
Ανάλυση συνθήκων λειτουργίας κύκλου
Ανάλυση απόδοσης κύκλου
Ανάλυση κόστους κύκλου
Θερμική σταθερότητα και συμβατότητα
Ανάλυση ασφαλούς λειτουργίας για κάθε μέσο
Επίδρασης στο περιβάλλον
Κόστος και διαθεσιμότητα των μέσων

Επιλογή εργαζόμενου μέσου

Κατάταξη επιλεγμένων μέσων

4.4 Εφαρμογή 1: Μελέτη Οργανικού κύκλου Rankine για εκμετάλλευση θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας από ηλιακούς συλλέκτες

4.4.1 Περιγραφή και μοντελοποίηση του κύκλου



Σχήμα 4.2 – Σχηματική Αναπαράσταση Οργανικού κύκλου

Ο κύκλος ο οποίος μελετάται για την συγκριση των εργαζόμενων μέσων φαίνεται στο σχήμα 4.2. Νερό το οποίο θερμένεται από ηλιακή ακτινοβολία φτάνει στον αεριοποιητή του εργαζόμενου μέσου σε θερμοκρασία 90°C και προσδίδει θερμότητα σε αυτό. Το εργαζόμενο μέσο αεριοποιείται, εκτονώνεται σε ένα μικρό σπηροειδές εκτονωτή και ψύχεται-συμπυκνώνεται με αέρα πριν σταλεί εκ νέου στον αεριοποιητή. Η μοντελοποίηση του κύκλου έγινε στο υπολογιστικό εργαλείο Microsoft Excel το οποίο συνδεδεμένο με το θερμοδυναμικό πρόγραμμα REFPROP 9.0 μπορούσε να παρέχει της απαραίτητες πληροφορίες για κάθε εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιήθηκε στη μελέτη. Χρησιμοποιήθηκαν 20 οργανικά μέσα που μελετήθηκαν από τον Tchanche Bernard Fan kam στα πλαίσια της διδακτορική του διατριβής (Tchanche, 2010) και μερικά από τα 35 εργαζόμενα μέσα τα οποία μελέτησε ο Jamal Nouman στα πλαίσια της μεταπτυχιακής του διατριβής (Nouman, 2012) στο πρώτο σενάριο της εργασίας του. Τα προς μελέτη εργαζόμενα μέσα παρουσιάζονται στους πίνακες 4.6 και 4.7. μαζί με τα θερμοφυσικά τους χαρακτηριστικά και τα χαρακτηριστικά ασφάλειας και επίδρασης στο περιβάλλον. Πιο κάτω παρουσιάζονται οι εξισώσεις των στοιχείων και του συστήματος, οι συνθήκες λειτουργίας και τέλος τα αποτελέσματα από τη μελέτη των εργαζόμενων μέσων στους πίνακες 4.8,4.9.

Ορισμός ρυθμού μη αντιστρεψιμότητας: (William Z. Black, 2010)

Ο Ρυθμός μη αντιστρεψιμότητας για μια διεργασία ορίζεται ως η διαφορά μεταξύ της αντιστρεπτής ισχύος και της πραγματικά παραγόμενης ισχύος και είναι ίση προς το γινόμενο της θερμοκρασίας περιβάλλοντος T_0 και του ρυθμού μεταβολής της ολικής εντροπίας.

$$\dot{i} = T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{tot} \quad (4.1)$$

Όπου T_0 η θερμοκρασία περιβάλλοντος

Ορισμός βαθμού απόδοσης βάσει δεύτερου νόμου: (William Z. Black, 2010)

Είναι ο λόγος της θερμική απόδοσης της πραγματικής μηχανής ως προς την θερμική απόδοση μιας αντιστρεπτής μηχανής, που λειτουργεί μεταξύ των ίδιων θερμοκρασιακών ορίων. Πρακτικά είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης ως προς το βαθμό απόδοσης Carnot.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (4.2)$$

Για τα επιμέρους στοιχεία του κύκλου ισχύουν οι πιο κάτω σχέσεις: (Tchanche, 2010)

Στροβίλος

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_{2s})\eta_{st}\eta_{mech} = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2)\eta_{mech} \quad (4.3)$$

$$\dot{I}_t = T_0 \dot{m}_{wf}(s_2 - s_1) \quad (4.4)$$

Όπου: \dot{W}_t : η παροχή μηχανικού έργου στην έξοδο του εκτονωτή

\dot{m}_{wf} : η παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου

η_{st} : ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στην εκτόνωση

η_{mech} : ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου

Συμπυκνωτής

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad (4.5)$$

$$\dot{I}_{cd} = T_0 \dot{m}_{wf} \left[(s_3 - s_2) - \frac{h_3 - h_2}{T_L} \right] \quad (4.6)$$

Όπου \dot{Q}_{cd} : η παροχή θερμότητας του εργαζόμενου μέσου στο ψυκτικό μέσο

T_L : η κατώτερη θερμοκρασία του κύκλου

Αεριοποιητής

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4) \quad (4.7)$$

$$\dot{I}_{ev} = T_0 \dot{m}_{wf} \left[(s_1 - s_4) - \frac{h_1 - h_4}{T_H} \right] \quad (4.8)$$

Όπου \dot{Q}_{ev} : η παροχή θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο

T_H : η ανώτερη θερμοκρασία του κύκλου

Αντλία

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf} v_3 (P_4 - P_3) / \eta_p \quad (4.9)$$

$$\dot{I}_p = T_0 \dot{m}_{wf} (s_4 - s_3) \quad (4.10)$$

Όπου \dot{W}_p : η παροχή έργου στην αντλία

v_3 : ο ειδικός όγκος του εργαζομένου μέσο στη θέση 3

η_p : ο βαθμός απόδοσης της αντλίας

Για το σύστημα ισχύουν οι πιο κάτω σχέσεις:

Θερμικός βαθμός απόδοσης

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{ev}} \quad (4.11)$$

Βαθμός απόδοσης βάσει δεύτερου νόμου

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (4.12)$$

Ρυθμός μη αντιστρεψιμότητας

$$\dot{i}_{tot} = \sum_j \dot{I}_j = T_0 * \dot{m}_{wf} \left[-\frac{h_1 - h_4}{T_H} - \frac{h_3 - h_2}{T_L} \right] \quad (4.13)$$

Λόγος ενθαλπίας

$$\varphi = \frac{h_1 - h_5}{h_1 - h_4} = \frac{\Delta_{fg}}{\Delta h_{tot}} \quad (4.14)$$

Όπου Δ_{fg} η διαφορά ενθαλπίας στην αεριοποίηση

ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΚΑΙ ΜΕΘΟΔΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Το σύστημα υποτίθεται ότι είναι εγκατεστημένο σε ένα θερμό περιβάλλον με μέση μηνιαία θερμοκρασία 28°C. Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον σπειροειδή εκτονωτή στους 75 °C σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και παίρνει θερμότητα από νερό θερμοκρασίας 90°C που διαρρέει τους ηλιακούς συλλέκτες. Η συμπύκνωση γίνεται μέχρι το μέσο να φτάσει τους 35 °C σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου είναι 0,70 και ο μηχανικός βαθμός 0,63. Ο βαθμός απόδοσης της αντλίας 0,80. Τα χαρακτηριστικά των στοιχείων του κύκλου συνοψίζονται στον πίνακα 4.4 και τα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου και του νερού θέρμανσης στο πίνακα 4.3. Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (5.1) – (5.14) και αγνοώντας τις απώλειες ενέργειας και πίεσης σε όλα τα στοιχεία του κύκλου συμπεριλαμβανομένων των αγωγών, προκύπτει ο πίνακας 4.7 με τα αποτελέσματα για όλα τα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιήθηκαν. Οι υπολογισμοί έγιναν για σύστημα παραγωγής ισχύος 2kW.

Πίνακας 4.3 - Κατάσταση εργαζόμενου μέσου και νερού θέρμανσης

Θέση	Κατάσταση	Θερμοκρασία	Πίεση
Tα	Νερό	90°C	0.1 ΜΡΑ
T1	Κορεσμένος ατμός Οργανικό μέσο	75°C	Πίεση κορεσμένου ατμού στους 75°C
T3	Κορεσμένο υγρό Οργανικό μέσο	35°C	Πίεση κορεσμένου υγρού στους 35°C

Πίνακας 4.4 – Τιμές διαφόρων παραμέτρων του κύκλου

Παράμετρος	Σύμβολο	Τιμή
Ισχύς στην έξοδο	\dot{W}_t	2kW
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή	η_{st}	0,70
Μηχανικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή-γεννήτριας	η_{mech}	0,63
Βαθμός απόδοσης αντλίας	η_p	0,80
Θερμοκρασία περιβάλλοντος	T_0	28°C
Ανώτερη θερμοκρασία κύκλου	T_H	90°C
Κατώτερη θερμοκρασία κύκλου	T_L	28°C

Πίνακας 4.5 – Θερμοφυσικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες ασφάλειας και φιλικότητας προς το περιβάλλον των προς μελέτη οργανικών μέσων(REFPROP) (J.MM Calm, 2011)

	Οργανικό Μέσο	T _{cr} (°C)	P _{cr} (MPa)	T _b (°C)	Μοριακή Μάζα (kg/kmol)	Κατηγορία Ασφάλειας	ALT (yr)	ODP	GWP (100yr)
1	water	373,95	22,06	99,97	18,02	A1	X	0	<1
2	cyclohexane	280,49	4,08	80,74	84,16	A3	X	X	X
3	ethanol	240,75	6,15	78,24	46,07	X	X	X	X
4	methanol	240,23	8,22	64,48	32,04	X	X	X	X
5	R113	214,06	3,39	47,59	187,38	A1	85	1	6130
6	R141b	204,35	4,21	32,05	116,95	X	9,3	0,12	725
7	R11	197,96	4,41	23,71	137,37	A1	4,5	1	4750
8	pentane	196,55	3,37	36,06	72,15	X	0,01	0	20
9	R123	183,68	3,66	27,82	152,93	B1	1,3	0,02	77
10	R21	178,33	5,18	8,86	102,92	B1	1,7	0,04	151
11	R245ca	174,42	3,93	25,13	134,05	X	6,5	0	726
12	cis-butene	162,60	4,23	3,72	56,11	X	X	X	X
13	neopentane	160,59	3,20	9,50	72,15	X	X	0	20
14	sulfur dioxide	157,49	7,88	-10,02	64,06	B1	X	0	X
15	trans-butene	155,46	4,03	0,88	56,11	A3	0,018	0	20
16	R245fa	154,01	3,65	15,14	134,05	B1	7,7	0	1050
17	butane	151,98	3,80	-0,49	58,12	A3	0,018	0	20
19	R114	145,68	3,26	3,59	170,92	A1	190	0,58	9180
20	isobutene	144,94	4,01	-7,00	56,11				
21	R236ea	139,29	3,50	6,20	152,04	X	11	0	1410
22	R142b	137,11	4,06	-9,12	100,50	A2	17,2	0,06	2220
23	isobutane	134,66	3,63	-11,75	58,12	A3	0,019	0	20
24	ammonia	132,25	11,33	-33,33	17,03	B2	0,01	0	<1

Πίνακας 4.6 – Θερμοφυσικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες ασφάλειας και φιλικότητας προς το περιβάλλον των προς μελέτη οργανικών μέσων (συνέχεια)

Οργανικό Μέσο	T _{cr} (°C)	P _{cr} (MPa)	T _b (°C)	Μοριακή Μάζα (kg/kmol)	Κατηγορία Ασφάλειας	ALT (yr)	ODP	GWP (100yr)
27 R124	122,28	3,62	-11,96	136,48	A1	5,9	0,02	619
28 RC318	115,23	2,78	-5,97	200,04	A1	3200	0	10250
29 R152a	113,26	4,52	-24,02	66,05	A2	1,4	0	124
30 perfluorobutane	113,18	2,32	-2,09	238,03	X	X	X	X
31 R12	111,97	4,14	-29,75	120,91	A1	100	1	10890
32 carbonyl sulfide	105,62	6,37	-50,16	60,08	X	X	X	X
33 R161	102,15	5,09	-37,58	48,06	X	0,18	0	12
34 R500	102,09	4,17	-33,60	99,30	A1	X	0,738	8100
35 R227ea	101,75	2,93	-16,34	170,03	A1	38,9	0	3580
36 R134a	101,06	4,06	-26,07	102,03	A1	14	0	1430
37 hydrogen sulfide	99,95	9,00	-60,30	34,08	X	X	X	X
38 propane	96,74	4,25	-42,11	44,10	A3	0,041	0	20
39 R22	96,15	4,99	-40,81	86,47	A1	11,9	0,04	1790
40 R1234yf	94,70	3,38	-29,49	114,04	A2L	0,029	0	4,4
41 propylene	91,06	4,56	-47,62	42,08	A3	X	X	X
42 R407c	86,03	4,63	-36,63	86,20	A1	X	0	20
43 R32	78,11	5,78	-51,65	52,02	A2	4,9	0	675
25 cyclopropane	125,15	5,58	-31,48	42,08	X	0,44	0	20
26 R236fa	124,92	3,20	-1,44	152,04	A1	42	0	9820

Πίνακας 4.7 – Αποτελέσματα και χαρακτηριστικά κύκλου για κάθε εργαζόμενο μέσο

Τύπος	Οργανικό Μέσο	P _{min} (MPa)	P _{max} (MPa)	PR	x ₂	V ₂ (m ³ /h)	VFR (V ₂ /V ₁)	v ₂ (m ³ /kg)	m _{wf} (kg/s)	n _{th} (%)	n ₁₁ (%)	φ (%)	I _{tot} (kW)	Q _{uhx} (kW)	Δ _{hfg} (kJ/kg)
W	propylene	1,47	3,39	2,31	0,94	14,33	2,67	0,03	0,13	3,23	18,92	61,13	4,60	41,74	192,47
D	perfluorobutane	0,37	1,04	2,84	1	45,96	3,41	0,03	0,45	3,54	20,74	57,57	5,47	49,11	62,69
W	hydrogen sulfide	2,56	5,80	2,27	0,87	7,95	2,30	0,02	0,11	3,54	20,75	72,85	4,22	39,88	267,37
W	carbonyl sulfide	1,63	3,72	2,29	0,92	12,41	2,35	0,02	0,18	3,72	21,80	73,73	4,26	40,70	168,67
I	cis-butene	0,29	0,83	2,85	1	54,41	2,89	0,15	0,10	4,37	25,59	77,64	4,31	43,19	331,01
W	sulfur dioxide	0,54	1,60	2,96	0,95	27,28	2,76	0,06	0,12	4,50	26,36	83,72	4,08	41,83	295,99
D	cyclohexane	0,02	0,09	4,23	1	557,63	4,04	1,58	0,10	4,61	27,00	81,79	4,20	43,15	360,04
W	ethanol	0,01	0,09	6,42	0,99	607,84	5,73	3,93	0,04	4,77	27,96	87,96	3,96	41,78	855,36
W	methanol	0,03	0,15	5,39	0,95	328,73	4,71	2,64	0,03	4,84	28,33	90,76	3,87	41,21	1079,86
W	ammonia	1,35	3,71	2,75	0,92	11,87	2,63	0,09	0,04	4,35	25,50	81,84	4,12	41,61	907,35
W	water	0,01	0,04	6,86	0,95	1411,39	5,79	23,92	0,02	4,90	28,71	93,27	3,79	40,78	2320,57
I	R12	0,85	2,08	2,46	1	22,50	2,68	0,02	0,30	3,84	22,48	70,19	4,47	42,66	100,14
D	RC318	0,43	1,20	2,82	1	39,50	3,29	0,03	0,38	3,71	21,75	61,49	5,11	47,03	75,84
D	R236fa	0,38	1,11	2,95	1	42,26	3,31	0,04	0,28	3,99	23,38	67,21	4,75	45,31	110,03
D	R114	0,29	0,83	2,84	1	55,29	3,03	0,05	0,31	4,14	24,27	71,60	4,61	44,76	104,69
W	R500	1,00	2,47	2,46	0,98	19,16	2,74	0,02	0,26	3,66	21,41	67,33	4,56	42,77	109,30
D	R113	0,07	0,23	3,54	1	197,96	3,49	0,22	0,25	4,46	26,13	78,10	4,38	44,07	135,02
I	R11	0,15	0,46	3,11	1	96,67	3,03	0,12	0,22	4,53	26,56	81,47	4,19	42,81	160,11
D	R227ea	0,61	1,66	2,73	1	29,08	3,34	0,02	0,37	3,58	20,96	58,87	5,01	45,84	73,60
I	R142b	0,45	1,24	2,73	1	37,02	2,86	0,05	0,20	4,19	24,57	74,30	4,41	43,38	161,18
W	R22	1,35	3,32	2,45	0,92	14,15	2,68	0,02	0,25	3,53	20,68	66,77	4,48	41,75	113,04
I	R134a	0,89	2,36	2,67	0,99	20,11	3,05	0,02	0,24	3,70	21,69	64,95	4,65	43,58	115,90

Τύπος	Οργανικό Μέσο	P_{\min} (MPa)	P_{\max} (MPa)	PR	x_2	V_2 (m ³ /h)	VFR (V_2/V_1)	v_2 (m ³ /kg)	m_{wf} (kg/s)	η_{th} (%)	η_{11} (%)	ϕ (%)	I_{tot} (kW)	Q_{uhx} (kW)	Δ_{hfg} (kJ/kg)
D	R236ea	0,29	0,89	3,08	1	52,25	3,31	0,06	0,26	4,12	24,16	70,21	4,67	45,16	124,26
D	R245fa	0,21	0,70	3,28	1	66,45	3,41	0,09	0,21	4,29	25,12	73,79	4,50	44,39	156,53
D	R245ca	0,15	0,50	3,43	1	92,56	3,50	0,13	0,20	4,36	25,55	75,29	4,47	44,39	170,61
I	R141b	0,11	0,37	3,30	1	121,67	3,22	0,19	0,17	4,53	26,56	80,71	4,23	43,09	200,23
W	R32	2,19	5,42	2,47	0,73	9,02	3,01	0,01	0,21	2,61	15,30	46,52	4,72	40,80	89,33
D	R124	0,52	1,41	2,74	1	33,03	3,02	0,03	0,28	4,01	23,47	69,59	4,58	44,02	110,38
W	R21	0,25	0,76	3,01	1,00	58,06	2,87	0,09	0,18	4,51	26,40	81,93	4,17	42,51	197,33
W	R152a	0,79	2,11	2,65	0,98	21,95	2,83	0,04	0,15	3,99	23,39	72,03	4,43	42,87	201,16
I	R123	0,13	0,43	3,30	1	105,86	3,30	0,13	0,23	4,44	26,00	77,84	4,35	43,70	148,20
W	R407c	1,55	3,56	2,30	0,90	13,70	2,71	0,01	0,28	2,86	16,74	60,77	5,51	47,03	100,42
W	propane	1,22	2,85	2,34	0,99	16,98	2,71	0,04	0,13	3,43	20,09	63,19	4,61	42,42	210,57
D	isobutane	0,46	1,21	2,60	1	38,26	2,82	0,09	0,12	4,08	23,87	71,36	4,54	43,97	261,33
W	cyclopropane	0,94	2,29	2,44	0,98	19,92	2,50	0,05	0,10	4,08	23,87	75,90	4,29	42,01	310,39
D	neopentane	0,23	0,66	2,82	1	69,37	2,98	0,15	0,13	4,17	24,41	71,96	4,65	45,16	255,31
D	butane	0,33	0,91	2,76	1	50,42	2,89	0,13	0,11	4,24	24,81	74,20	4,46	43,92	300,46
D	trans-butene	0,32	0,89	2,80	1	51,12	2,88	0,14	0,10	4,32	25,28	76,31	4,36	43,41	319,40
D	pentane	0,10	0,32	3,31	1	140,89	3,33	0,37	0,11	4,40	25,77	76,66	4,45	44,35	323,10
W	R161	1,21	2,99	2,48	0,95	15,59	2,68	0,03	0,13	3,78	22,12	70,78	4,41	42,03	229,26
D	R1234yf	0,90	2,27	2,54	1	21,59	3,13	0,02	0,29	3,44	20,16	58,73	4,84	44,13	88,02
	isobutene	0,41	1,10	2,69	1	41,67	2,83	0,10	0,11	4,21	24,66	74,21	4,43	43,57	292,30

4.4.2 Ανάλυση αποτελεσμάτων

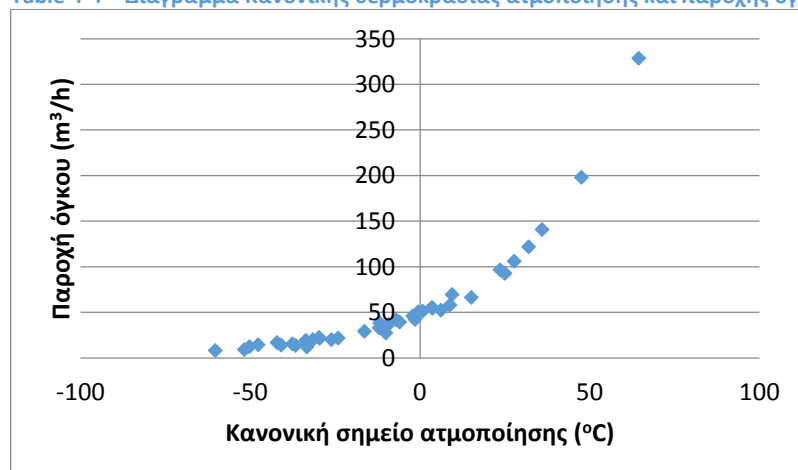
- Πιέσεις λειτουργίας

Οι πιέσεις λειτουργίας ενός οργανικού κύκλου πρέπει να είναι στα όρια 0,1-2,5MPa (O. Badr, 1985) (Maizza, 1995) για λόγους αντοχής των υλικών και οικονομίας με καλό λόγο εκτόνωσης 3,5. Τα μέσα hydrogen sulphide, R32, carbon sulphide, ammonia, R407C, propylene, R22, R161 έχουν πάνω από 2,5MPa υψηλή πίεση και τα μέσα νερό, ethanol, cyclohexane, methanol, και R113 κάτω από 0,1MPa χαμηλή πίεση λειτουργίας στην συμπύκνωση η οποία δεν ενδείκνυται επειδή είναι κάτω από την ατμοσφαιρική. Επίσης τα μέσα νερό, ethanol, methanol και cyclohexane έχουν μεγάλο λόγο πίεσης πάνω από 3,5. Φαίνεται πως τα ισεντροπικά μέσα έχουν πιέσεις λειτουργίας στα επιθυμητά όρια. Άλλα μη ισεντροπικά μέσα που φαίνεται να έχουν πιέσεις λειτουργίας στα αποδεκτά όρια είναι τα R500, cyclopropane, R1234YF, R152A, isobutane, R227EA.

- Παροχή όγκου στη έξοδο του εκτονωτή

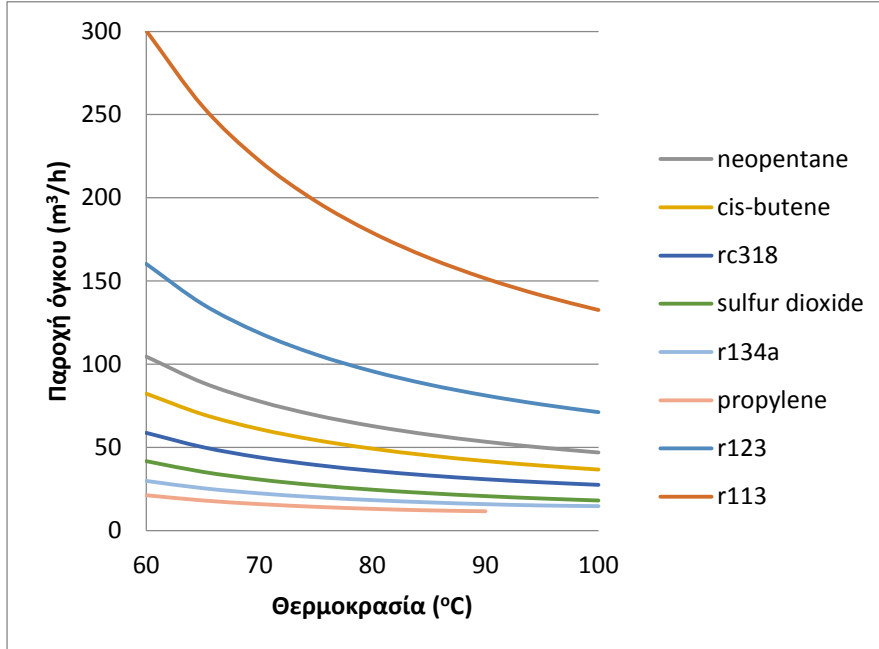
Η παροχή του όγκου μετά την εκτόνωση καθορίζει το μέγεθος της εγκατάστασης και συνεπώς είναι ένας σημαντικός παράγοντας στο κόστος ολόκληρου του συστήματος. Έτσι προτιμώνται μέσα τα οποία να έχουν όσο το δυνατό μικρότερη παροχή όγκου. Το νερό, ethanol, cyclohexane, methanol, R113, pentane, R141B και R123 έχουν πάνω από 100 m³/h παροχή. Μέσα όπως το hydrogen sulfide, R32, αμμονία, carbonyl sulfide, R407C παρουσιάζουν παροχή όγκου μικρότερη από 15 m³/h όμως έχουν υψηλή πίεση στην αεριοποίηση. Μέσα τα οποία έχουν υψηλή κανονική θερμοκρασία ατμοποίησης (θερμοκρασία ατμοποίησης στην ατμοσφαιρική πίεση) παρουσιάζουν μεγαλύτερη παροχή όγκου στην έξοδο του εκτονωτή

Table 4-4 – Διάγραμμα Κανονικής θερμοκρασίας ατμοποίησης και παροχής όγκου για τα επιλεγμένα μέσα



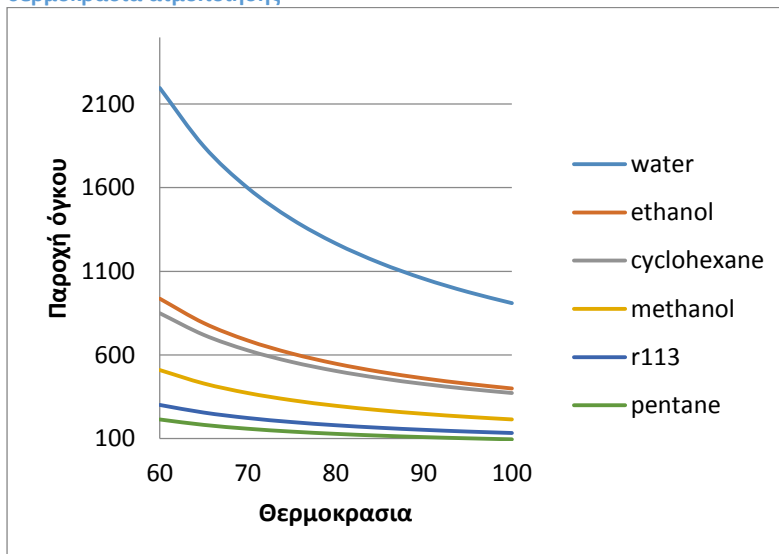
Η παροχή όγκου των μέσων μετά την εκτόνωση μπορεί να μειωθεί, εάν αυξηθεί η θερμοκρασία εισόδου στην εκτόνωση. Στο κύκλο που μελετήθηκε, αυτό επιτυγχάνεται αυξάνοντας τη θερμοκρασία ατμοποίησης στον αεριοποιητή. Ενδεικτικά παρουσιάζονται κάποια μέσα στο πιο κάτω διάγραμμα.

Διάγραμμα 4.1 - Επίδραση αύξησης θερμοκρασίας στην είσοδο του εκτονωτή στη παροχή όγκου

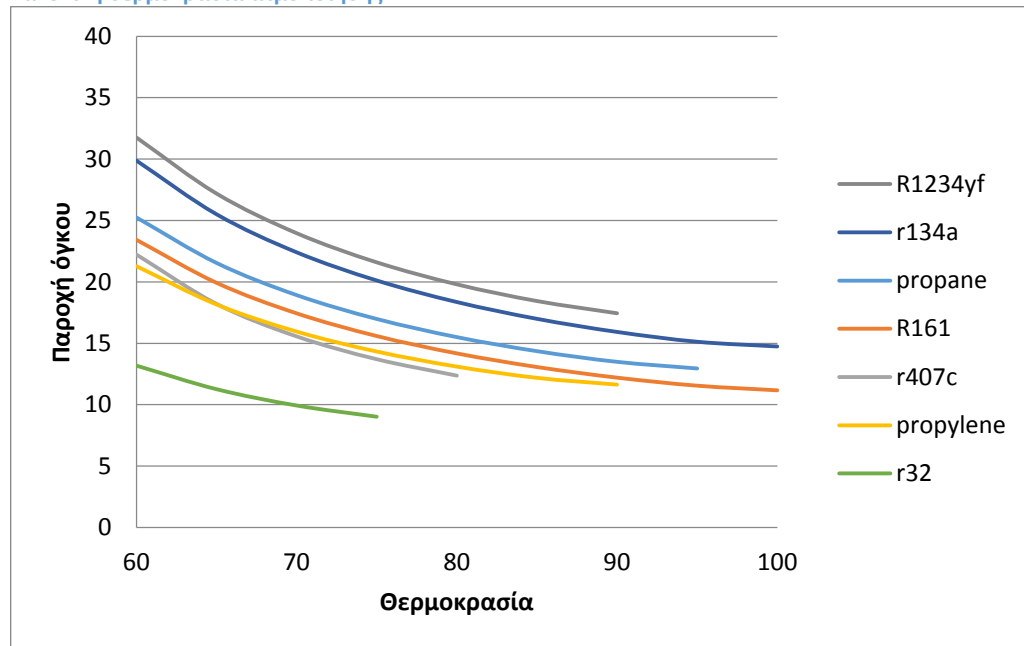


Για τα μέσα με υψηλή κανονική θερμοκρασία ατμοποίησης η παροχή όγκου μετά την εκτόνωση μειώνεται πάρα πολύ ενώ για μέσα με μικρότερη κανονική θερμοκρασία η μεταβολή αυτή είναι μικρότερη.

Διάγραμμα 4.2 -- Επίδραση αύξησης της θερμοκρασίας στη παροχή όγκου για μέσα με Υψηλό κανονική θερμοκρασία ατμοποίησης



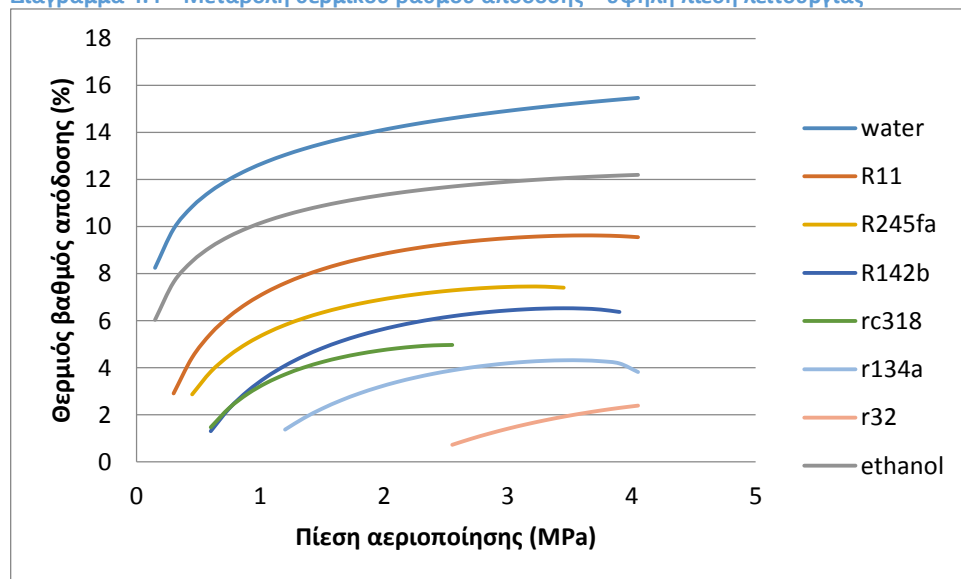
Διάγραμμα 4.3 – Επίδραση αύξησης θερμοκρασίας εισόδου στον εκτονωτή στη παροχή όγκου για μέσα με χαμηλή κανονική θερμοκρασία ατμοποίησης



- *Βαθμός απόδοσης κύκλου*

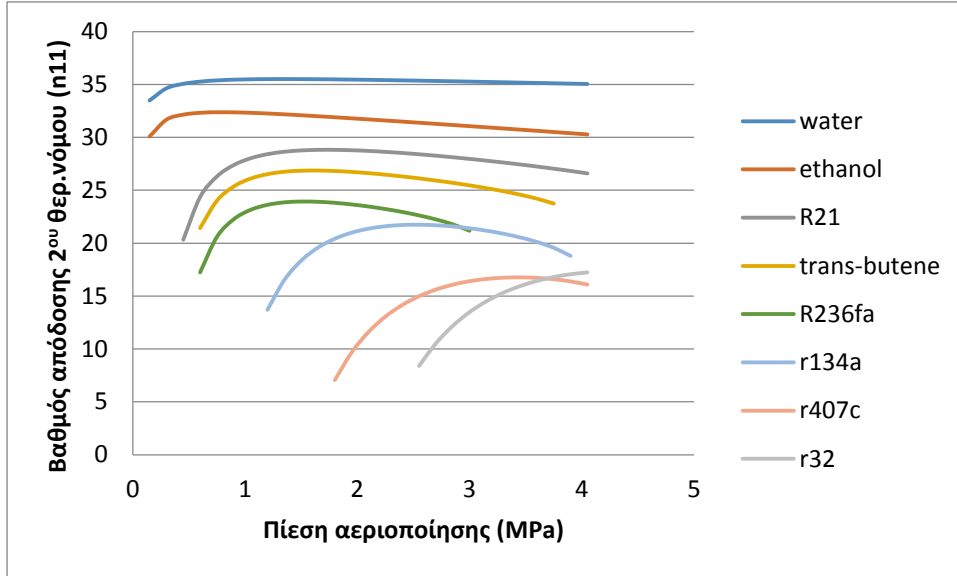
Για να μελετηθεί η μεταβολή του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου, η κατάσταση του μέσου στην έξοδο του αεριοποιητή ήταν κορεσμένος ατμός και μεταβαλλόταν η πίεση λειτουργίας. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος κυμαίνεται από 2,61% για το R32 μέχρι 4,90% για το νερό και παρατηρείται αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης με την αύξηση της πίεσης λειτουργίας. Ρευστά όπως R32, R134A σε μικρές πιέσεις παρουσίαζαν θερμοκρασία κορεσμένου ατμού μικρότερη από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης οπότε αντί να δίνουν ενέργεια στην εκτόνωση καταναλώναν. Σε ρευστά όπως το RC318 η πίεση λειτουργίας δεν μπορούσε να αυξηθεί αρκετά επειδή έφτανε την κρίσιμη πίεση των μέσων.

Διάγραμμα 4.4 – Μεταβολή θερμικού βαθμού απόδοσης – υψηλή πίεση λειτουργίας



Ο βαθμός απόδοσης δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου κυμαίνεται από 15.30% για το R32 μέχρι 28.71% για το νερό. Στο διάγραμμα μπορεί να παρατηρηθεί πως για μέσα με χαμηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης η αύξηση της πίεσης λειτουργίας αυξάνει τον βαθμό απόδοσης. Όσο αυξάνεται η κανονική θερμοκρασία ατμοποίησης παρατηρούμε τη καμπύλη βαθμού απόδοσης- υψηλής πίεσης λειτουργίας να παρουσιάζει κάποιο μέγιστο, πράγμα που καταδεικνύει τη παρουσία βέλτιστου σημείου λειτουργίας για τα μέσα αυτά

Διάγραμμα 4.5 – Μεταβολή βαθμού απόδοσης δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου- υψηλή πίεση λειτουργίας

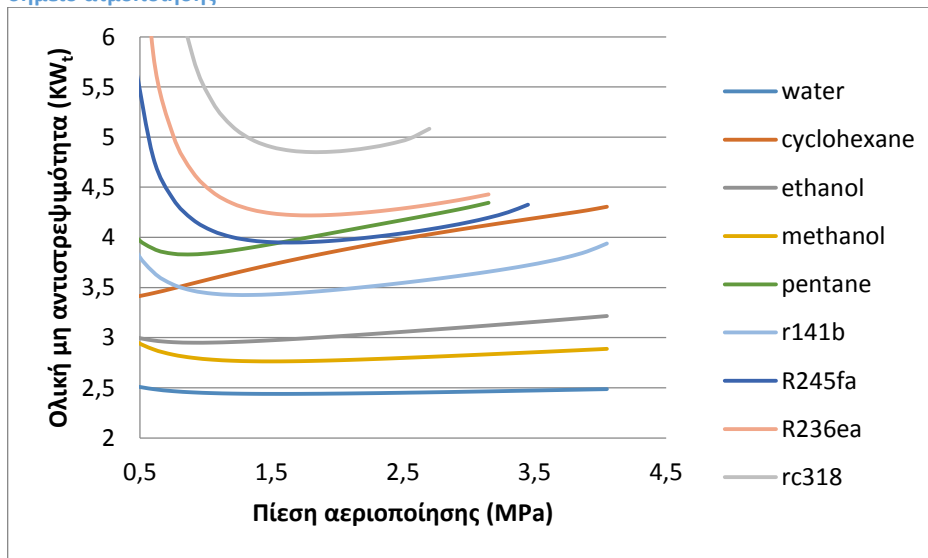


- Μη αντιστρεψιμότητα

Πιο κάτω βρίσκεται το διάγραμμα μεταβολής της μη αντιστρεψιμότητας ως προς την αύξηση της πίεσης αεριοποίησης, με το εργαζόμενο μέσο να είναι σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας να διατηρείται 15 °C πάνω από την θερμοκρασία αεριοποίησης. Παρατηρείτε αύξηση της μη αντιστρεψιμότητας για μέσα τα οποία έχουν υψηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης και μειωμένου του σημείου παρατηρείται μείωση της μη αντιστρεψιμότητας του συστήματος.

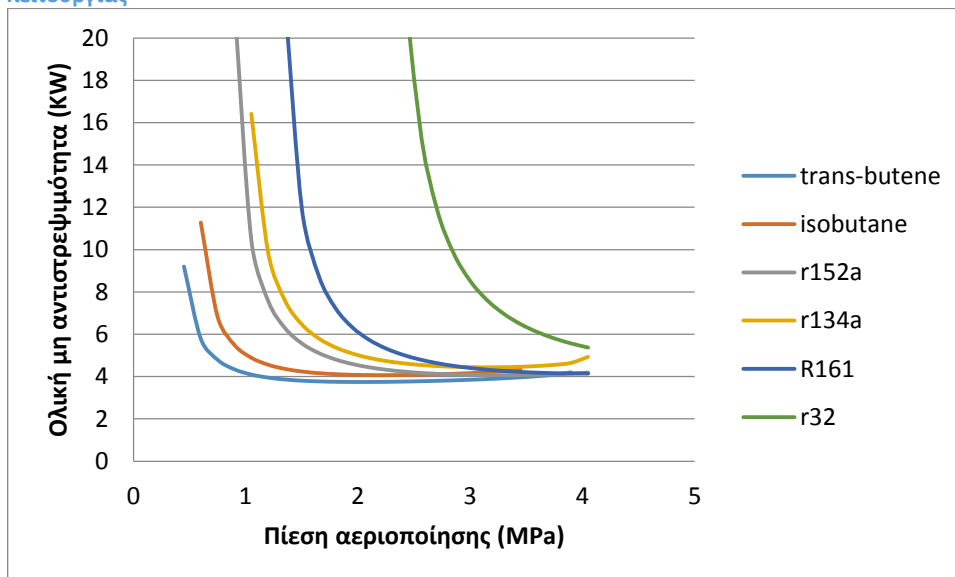
ΑΝΑΛΟΓΑ ΜΕ ΤΟ NORMAL BOILING POINT

Διάγραμμα 4.6 – Μεταβολή μη αντιστρεψιμότητας – υψηλής πίεσης λειτουργίας για μέσα με υψηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης



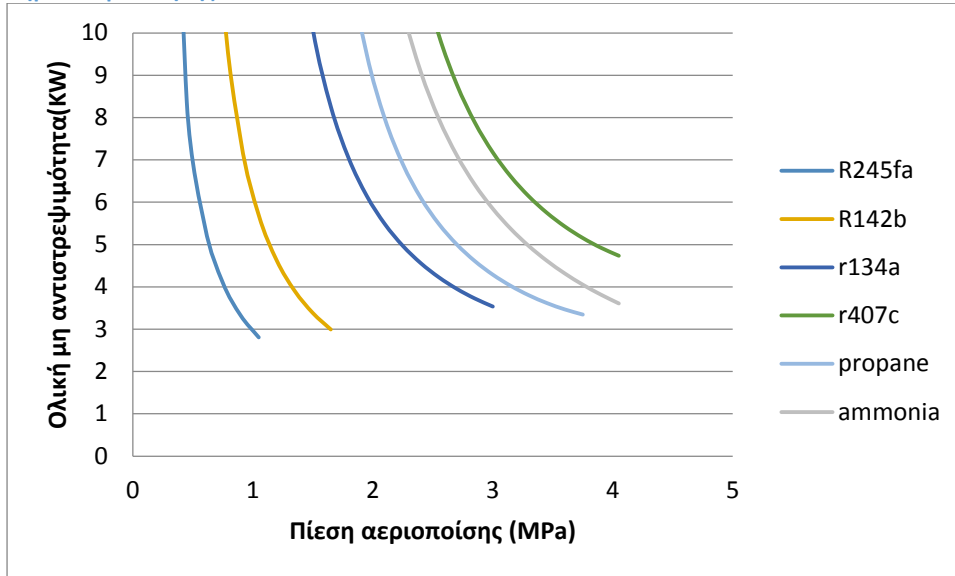
Σημεία με χαμηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης παρουσιάζουν μείωση της μη αντιστρεψιμότητας.

Διάγραμμα 4.7 – Μεταβολή μη αντιστρεψιμότητας- υψηλή πίεση λειτουργίας για μέσα με χαμηλή πίεση λειτουργίας

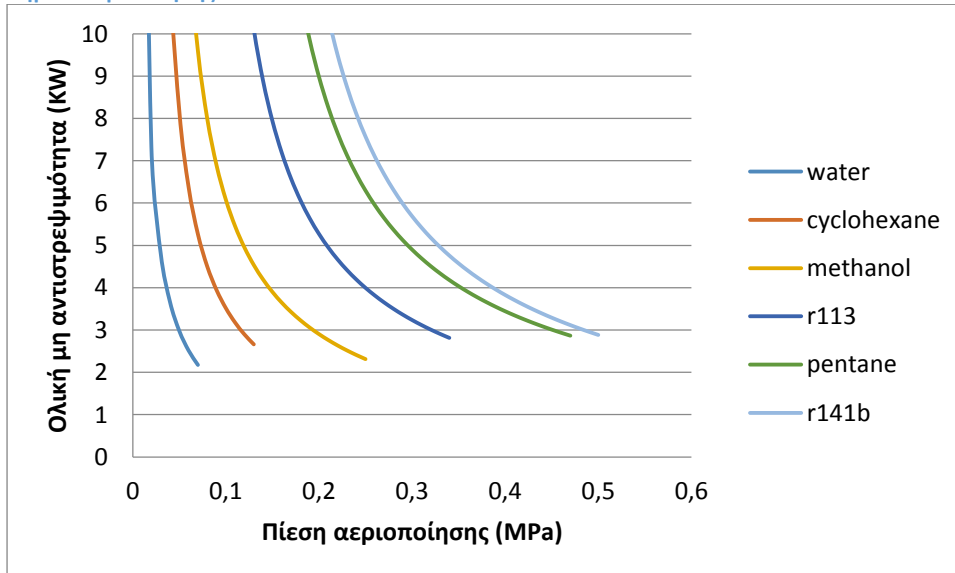


Στο δεύτερο κομμάτι της ανάλυσης της μη αντιστρεψιμότητας η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας διατηρήθηκε σταθερή στους 90°C. Η υψηλή πίεση λειτουργίας αυξανόταν μέχρι το μέσο να φτάσει στη θερμοκρασία των 90°C που ήταν η θερμοκρασία της θερμής πηγής. Το μίγμα R407C λόγω χαμηλού κρίσιμου σημείου δεν μπορούσε να ξεπεράσει τους 85°C.

Διάγραμμα 4.8 – Μεταβολή μη αντιστρεψιμότητας- Υψηλή πίεση λειτουργίας για μέσα με χαμηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης

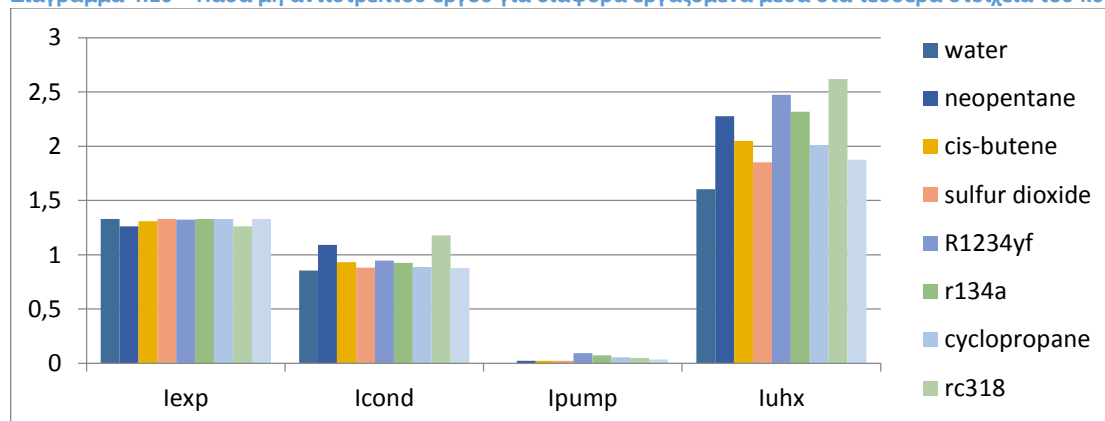


Διάγραμμα 4.9 – Μεταβολή μη αντιστρεψιμότητας – Υψηλή πίεση λειτουργίας για μέσα με υψηλό κανονικό σημείο ατμοποίησης



Η συνολική μη αντιστρεψιμότητα κυμαίνεται από 3,79kW για το νερό μέχρι 5,11kW για το RC318. Πιο κάτω παρουσιάζεται ένα διάγραμμα που δείχνει το ποσό του μη αντιστρεπτού έργου για κάποια από τα μέσα στα διάφορα στοιχεία του συστήματος. Το μεγαλύτερο μέρος του μη αντιστρεπτού έργου παρατηρείται στον αεριοποιητή όπου μαζί με το μη αντιστρεπτό έργο του εκτονωτή φτάνουν το 77-78 % του συνολικού. Η μικρότερη μη αντιστρεψιμότητα παρατηρείται στην αντλία ενώ τα επίπεδα της μη αντιστρεψιμότητας στον εκτονωτή και το συμπυκνωτή είναι ίσα για όλα σχεδόν τα οργανικά μέσα.

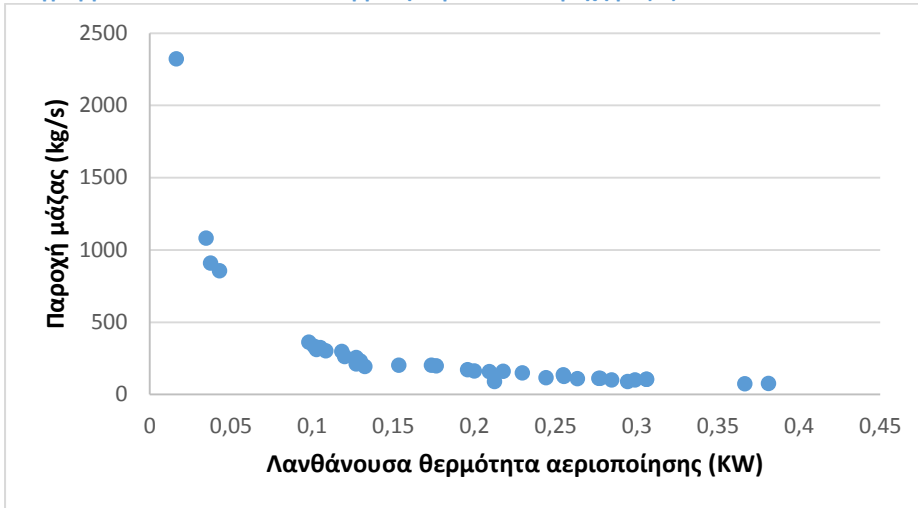
Διάγραμμα 4.10 – Πασά μη αντιστρεπτού έργου για διάφορα εργαζόμενα μέσα στα τέσσερα στοιχεία του κύκλου



- Παροχή μάζας

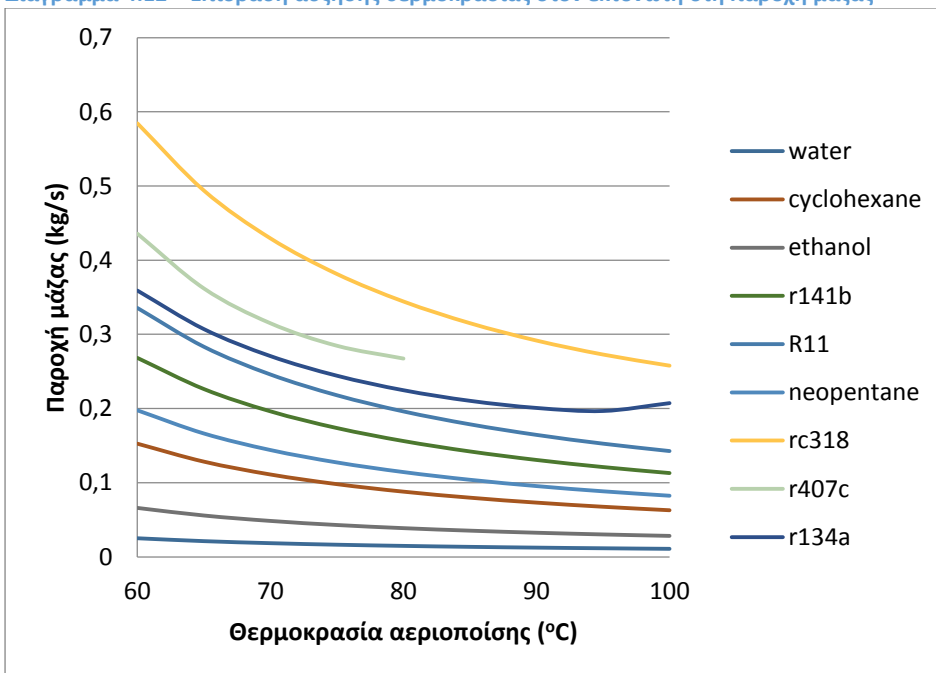
Μέσα τα οποία έχουν υψηλές τιμές λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης χρειάζονται μικρότερη παροχή μάζας και συνεπώς λιγότερη θερμότητα από τη πηγή.

Διάγραμμα 4.11 – Λανθάνουσα θερμότητα μέσων – Παροχή μάζας



Η μικρότερη παροχή μάζας παρατηρείται για τα μέσα νερό, methanol, ammonia, ethanol κάτω από 0,10 Kg/s και η μεγαλύτερη για τα μέσα perfluorobutane, RC318, R227EA , R114 και R12 πάνω από 30kg/s. Αυξανόμενη της θερμοκρασίας στην είσοδο της εκτόνωσης μειώνεται η απαιτούμενη παροχή μάζας για την παραγωγή έργου και η απαιτούμενη παροχή μάζας θερμικού μέσου. Λόγο των πιέσεων λειτουργίας και των πλεονεκτημάτων παροχής μάζας και θερμότητας, τα μέσα ammonia, ethanol και methanol είναι κατάλληλα για μεγαλύτερες εγκαταστάσεις.

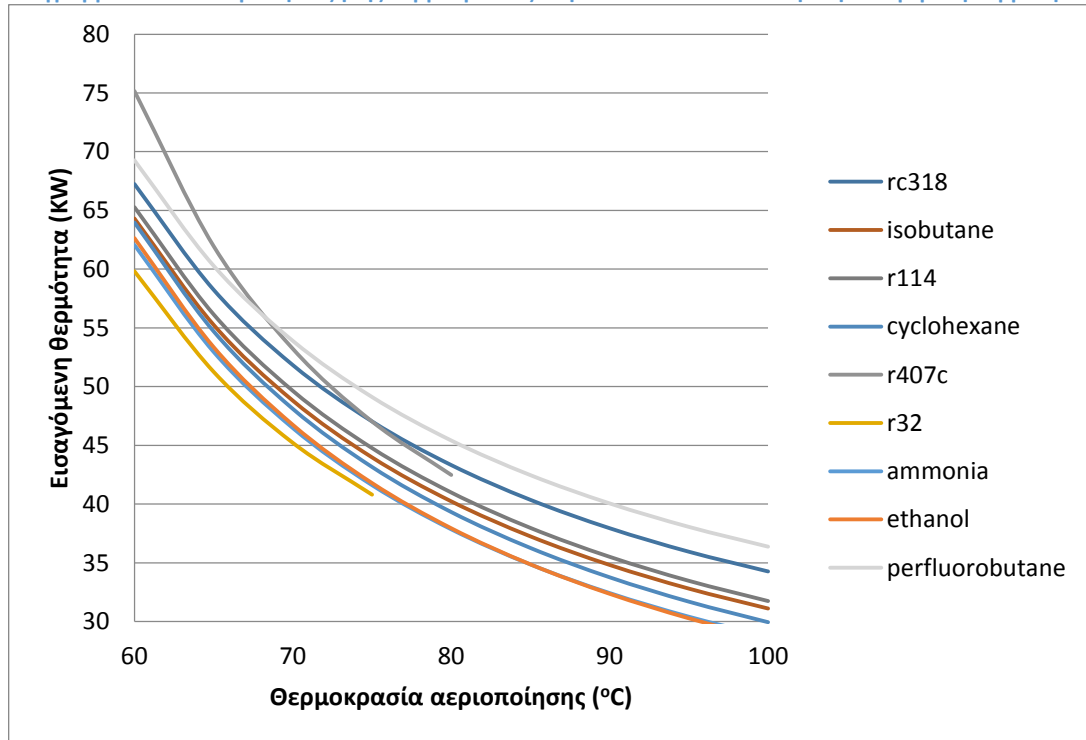
Διάγραμμα 4.12 – Επίδραση αύξησης θερμοκρασίας στον εκτονωτή στη παροχή μάζας



- *Ανάλυση εισαγόμενης θερμότητας στο σύστημα*

Η εισαγόμενη θερμότητα σε ένα σύστημα ORC είναι σημαντικός παράγοντας επειδή ορίζει το μέγεθος και το κόστος της εισόδου της εγκατάστασης. Σε ένα σύστημα ηλιακών συλλεκτών για παράδειγμα, ορίζει το μέγεθος της επιφάνειας που πρέπει να καλύπτουν οι συλλέκτες πράγμα το οποίο είναι άμεσα συνδεδεμένο με το συνολικό μέγεθος της εγκατάστασης και το αρχικό της κόστος. Για την παραγωγή ισχύος 2kW η εισαγόμενη θερμότητα που απαιτείται είναι από 39,88 kW για το hydrogen sulfide μέχρι 49,11 kW για το perfluorobutane. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως μέσα με υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης χρειάζονται μικρότερα ποσά θερμότητας. Στο πιο κάτω διάγραμμα φαίνεται πως αυξανόμενη της θερμοκρασίας ατμοποίησης, δηλαδή της υψηλής θερμοκρασίας λειτουργίας, η απαραίτητη εισαγόμενη θερμότητα μειώνεται αισθητά για όλα τα εργαζόμενα μέσα. Βάση αυτής της παρατήρησης συμπεραίνουμε πως κατά τη σχεδίαση και αναλόγως της εφαρμογής, μπορεί να επιλεγθούν τεχνικά χαρακτηριστικά που να παρέχουν μεγάλα ποσά θερμότητας και οι συνθήκες λειτουργίας να είναι χαμηλή θερμοκρασία και πίεση ή το αντίθετο. Στη περίπτωση εφαρμογής ORC με ηλιακούς συλλέκτες μπορεί οι συλλέκτες να καλύπτουν μικρή ή μεγάλη επιφάνεια με συνθήκες λειτουργίας υψηλής θερμοκρασίας ή χαμηλής αντίστοιχα.

Διάγραμμα 4.13 – Επίδραση αύξησης θερμοκρασίας στην είσοδο του εκτονωτή στη εισαγόμενη θερμότητα



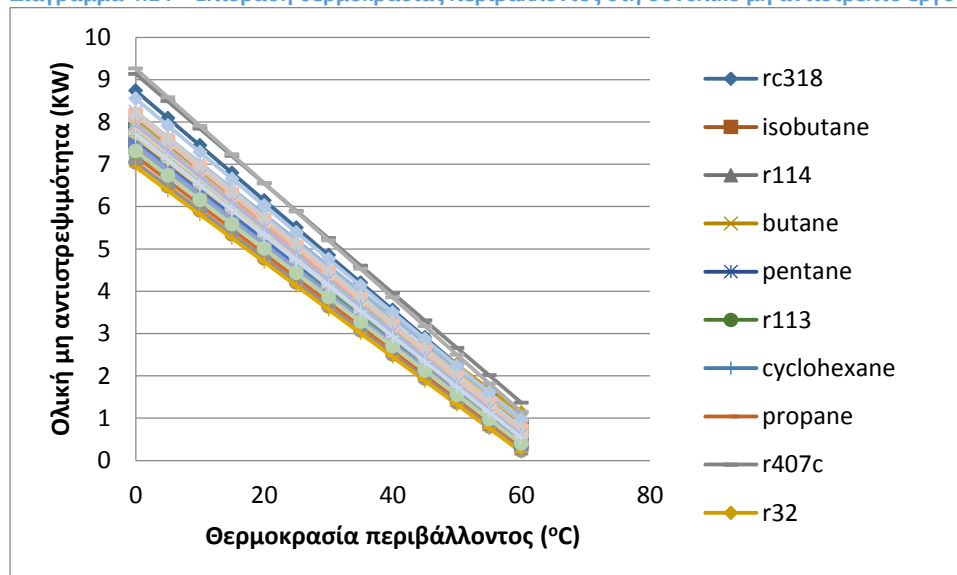
- Επίδραση των συνθηκών περιβάλλοντος

Για την μελέτη της επίδρασης των συνθηκών περιβάλλοντος λήφθηκε υπόψη μόνο η μεταβολή της θερμοκρασίας μιας και η ατμοσφαιρική πίεση λαμβάνεται παντού ίση με σχεδόν μηδενική μεταβολή. Πιο κάτω παρατίθενται τα διαγράμματα μεταβολής της μη αντιστρεψιμότητας του συστήματος, του θερμικού βαθμού απόδοσης και του βαθμού απόδοσης δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου, ως προς τη μεταβολή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Τα όρια της μεταβολής είναι από 0 °C μέχρι 60°C. Παρατηρούμε πως η μεταβολή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος επηρεάζει το σύστημα με σχεδόν τον ίδιο βαθμό, ανεξάρτητα του εργαζόμενου μέσου. Γι' αυτό η μεταβολή της μη αντιστρεψιμότητας για τα επιμέρους στοιχεία του κύκλου (αεριοποιητής, εκτονωτής, συμπυκνωτής, αντλία) διαγράφεται μόνο για το εργαζόμενο μέσο R134A. Παρατηρούμε πως ενώ ο θερμικός βαθμός απόδοσης παραμένει σταθερός ο βαθμός απόδοσης δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας. Η μεταβολή αυτή ήταν αναμενόμενη αφού ορίζεται ως:

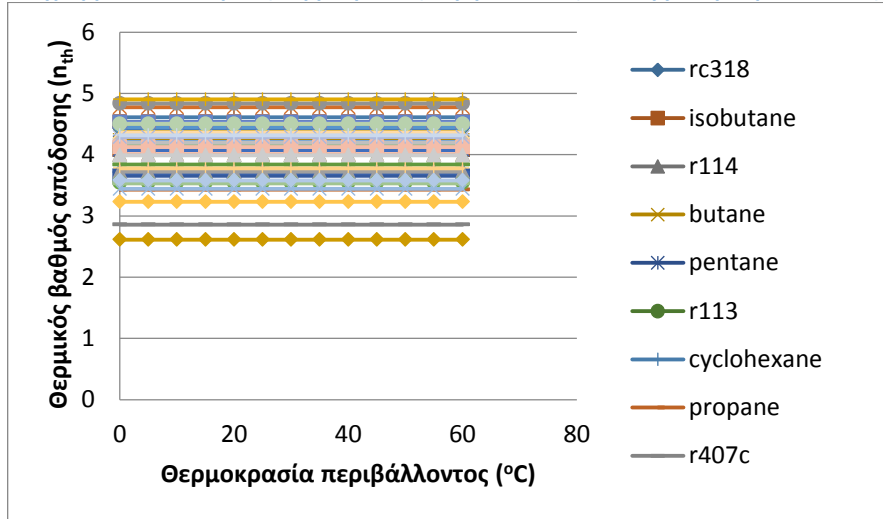
$$n_{11} = \frac{n_{th}}{1 - \frac{T_L}{T_H}}$$

Παρατηρείται επίσης μείωση της μη αντιστρεψιμότητας του συμπυκνωτή με την αύξηση της θερμοκρασίας η οποία μείωση είναι ίδια και για όλο το σύστημα αφού στα υπόλοιπα στοιχεία του κύκλου παραμένει σταθερή. Όσο η θερμοκρασία του περιβάλλοντος πλησιάζει την θερμοκρασία συμπύκνωσης η μη αντιστρεψιμότητα του συμπυκνωτή και συνεπώς όλο του συστήματος μειώνεται. Αποδεκτές τιμές της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ συμπύκνωσης και περιβάλλοντος είναι 5-10°C. (Tchanche, 2010)

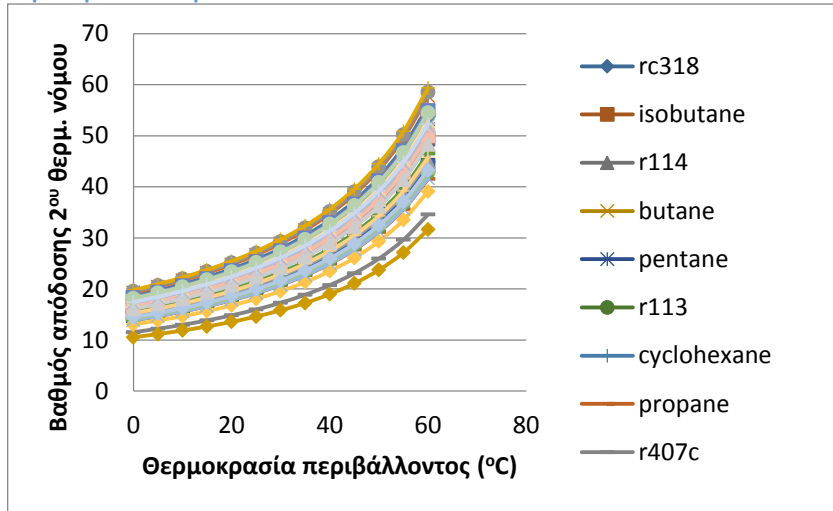
Διάγραμμα 4.14 – Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη συνολικό μη αντιστρεπτό έργο για όλα τα μέσα



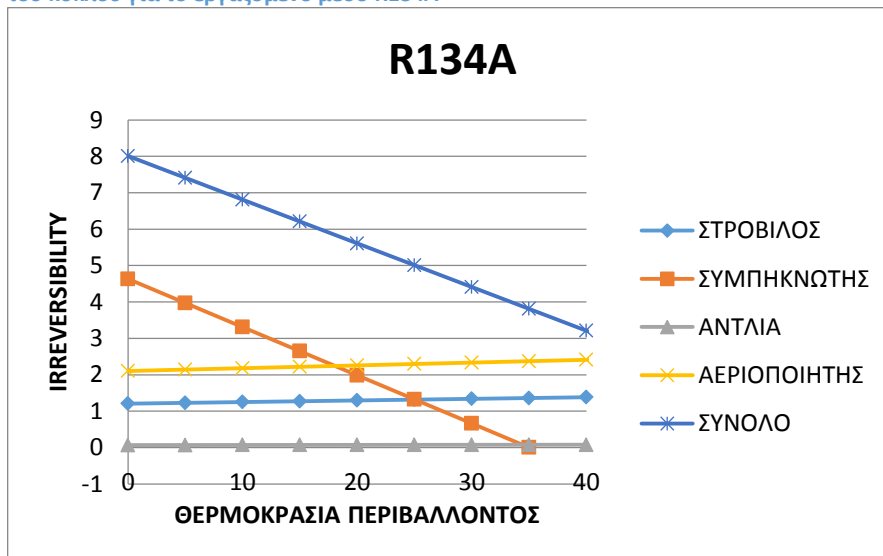
Διάγραμμα 4.15 Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στο θερμικό βαθμό απόδοσης για όλα τα μέσα



Διάγραμμα 4.16 - Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στο βαθμό απόδοσης δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου για όλα τα μέσα



Διάγραμμα 4.17 Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στο συνολικό μη αντιστρεπτό έργο και στα 4 στοιχεία του κύκλου για το εργαζόμενο μέσο R134A



- Μελέτη μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες

Η Μεταφορά θερμότητας μεταξύ του θερμού ρεύματος και του εργαζόμενου μέσου υπολογίζονται με ισολογισμό ενέργειας όπως πιο κάτω.

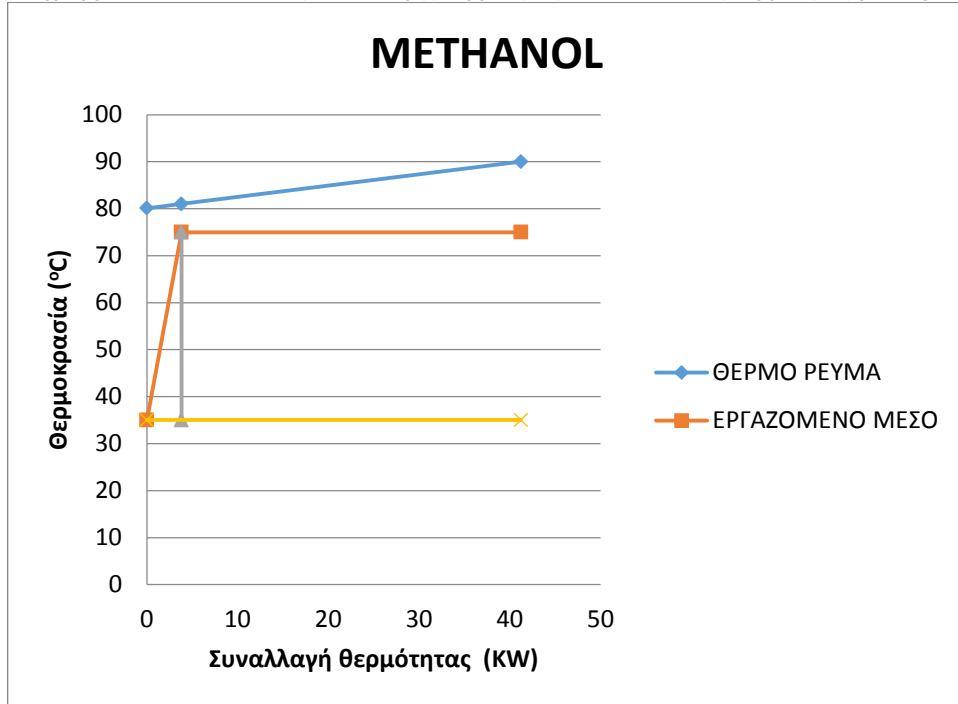
$$\dot{m}_{htf}(h_H - h_{pp,htf}) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_{pp,wf}) \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_{htf}(h_{pp,htf} - h_{o,htf}) = \dot{m}_{wf}(h_{pp,wf} - h_4) \quad (4.16)$$

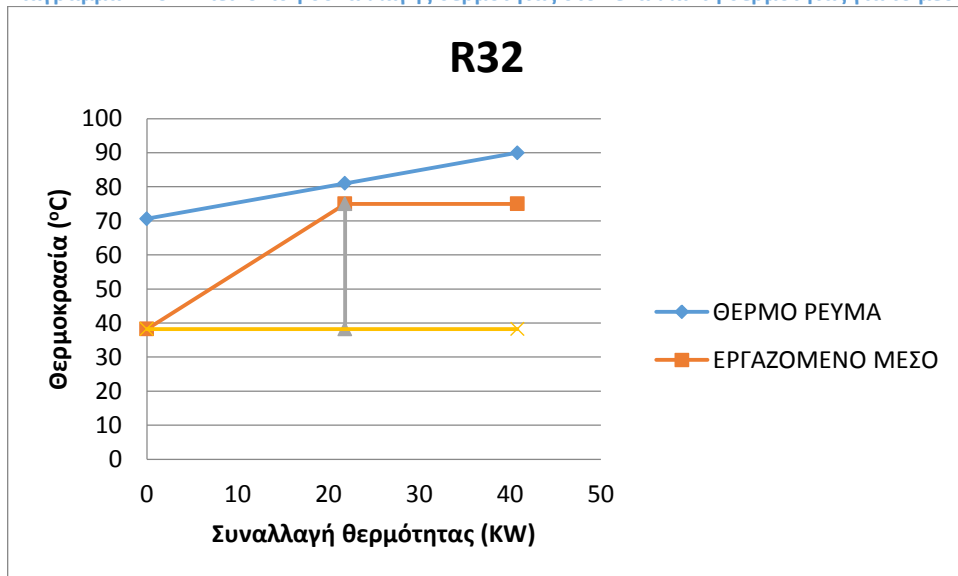
Όπου \dot{m}_{htf} και \dot{m}_{wf} είναι η παροχή μάζας του θερμού ρευστού και του εργαζόμενου μέσου αντίστοιχα, $h_{pp,htf}$ και $h_{pp,wf}$ η ενθαλπία του θερμού ρεύματος και του εργαζόμενου μέσου στο Pinch point, h_1 και h_4 η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στα σημεία 1 και 4, h_H και $h_{o,htf}$ η ενθαλπία του θερμού ρεύματος στην είσοδο του εναλλάκτη και στην έξοδο. Η διαφορά του pinch point ορίστηκε στους 6°C. Πιο κάτω φαίνονται η μεταβολές θερμοκρασιών του θερμού ρεύματος του εναλλάκτη και του εργαζόμενου μέσου για τέσσερα διαφορετικά οργανικά μέσα. Το προφίλ της θερμοκρασίας είναι διαφορετικό για κάθε μέσο και επηρεάζεται από τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του, τη καμπύλη κορεσμού, τη θερμική αγωγιμότητα του και άλλα. Όπως φαίνεται στα διαγράμματα και στο πίνακα (φ(%)) το ποσό της θερμότητας που απαιτείται για τον προθερμαντήρα και τον αεριοποιητή διαφέρει για κάθε ρευστό.

Ρευστά όπως methanol χρειάζονται λιγότερη θερμότητα στη προθέρμανση και μεγαλύτερη στη αεριοποίηση ενώ ρευστά όπως το R32 το αντίθετο. Γι' αυτό κατά σχεδίαση ενός συστήματος με εναλλάκτες πρέπει να λαμβάνεται υπόψη η ανάλυση του pinch point ώστε να γίνεται αποδοτικότερη η μεταφορά θερμότητας στον προθερμαντήρα και στον αεριοποιητή. Ρευστά όπως methanol, το νερό και άλλα χρειάζονται περισσότερη θερμότητα κατά τη αλλαγή φάσης (αεριοποίηση) επειδή στους 75°C παρουσιάζουν υψηλές τιμές λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης. Στη περίπτωση του R407C που είναι ζεοτροπικό μίγμα η θερμοκρασία κατά τη φάση της αεριοποίησης μεταβάλλεται, πράγμα που κάνει τα μίγματα να παρουσιάζουν καλύτερη μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες, αφού το προφίλ της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου είναι πιο κοντά στο προφίλ θερμοκρασίας του θερμού μέσου. Πιο κάτω στα διαγράμματα 4.18-4.22 απεικονίζεται η συναλλαγή θερμότητας στον εναλλάκτη για κάποια από τα εργαζόμενα μέσα.

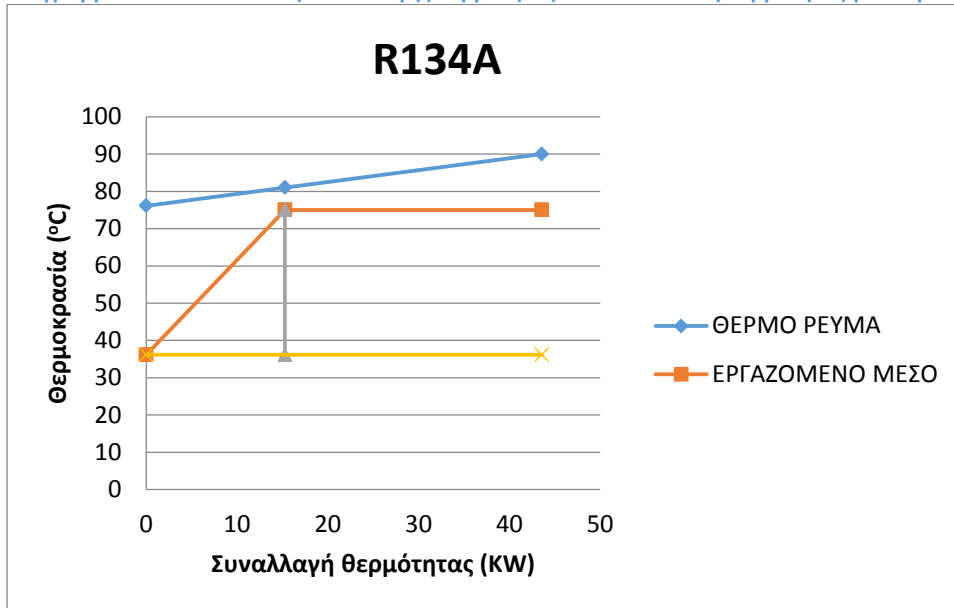
Διάγραμμα 4.18 – Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο Methanol



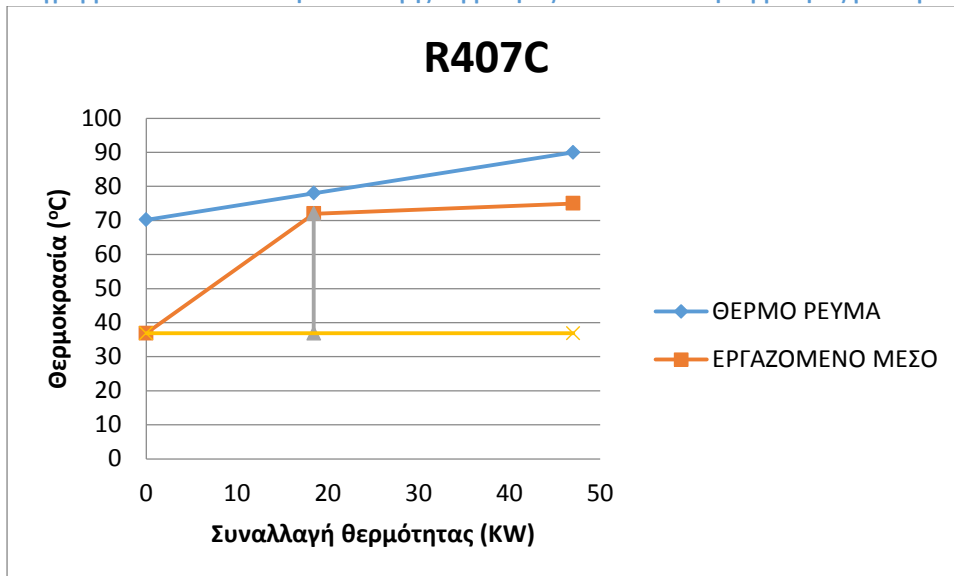
Διάγραμμα 4.19 - Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο R32



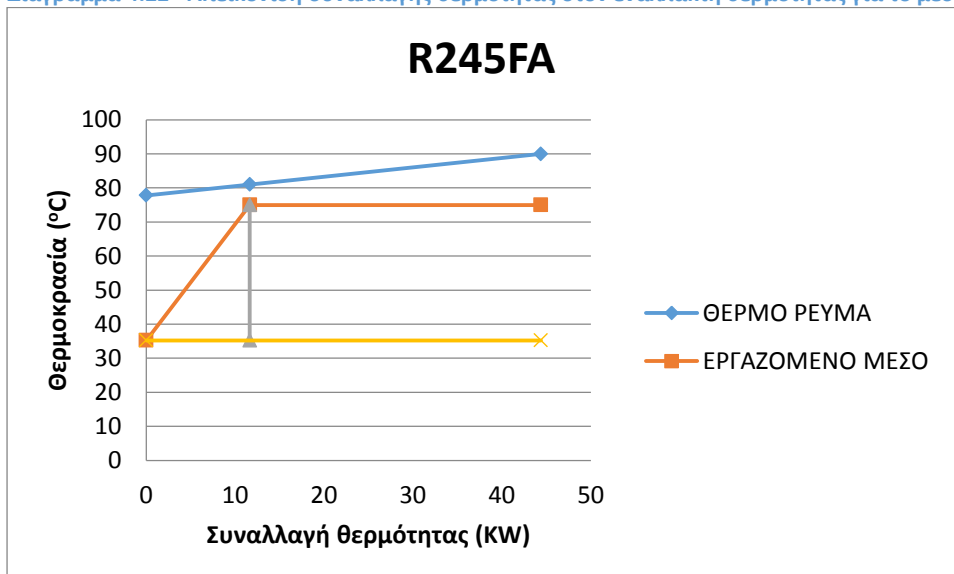
Διάγραμμα 4.20 - Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο R134A



Διάγραμμα 4.21 - Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο R407C



Διάγραμμα 4.22 - Απεικόνιση συναλλαγής θερμότητας στον εναλλάκτη θερμότητας για το μέσο R245FA



- *Περιβαλλοντικές επιπτώσεις*

Κάποια εργαζόμενα μέσα επηρεάζουν την στρατόσφαιρα του όζοντος ή/και συνεισφέρουν στην αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Γι' αυτό η επιλογή των ζημιογόνων μέσων αποκλείεται και απαγορεύεται από νόμους. Τα μέσα R12, RC318, R114, R236FA, R11, R227EA, R500, R142B και R22 έχουν GWP πάνω από 1500 γι' αυτό και αποκλείονται. Τα μέσα R12, R114, R500 και R113 έχουν και υψηλό ODP. Υπάρχουν λίγα μέσα με χαμηλό GWP και ODP τα οποία χρησιμοποιούνται στο παρόν στάδιο όμως σταδιακά αποσύρονται. Κάποια από αυτά είναι R134A, R245FA, R236FA. Το νερό, η αμμωνία και τα αλκάλια είναι φιλικά στο περιβάλλον.

- *Ασφάλεια*

Πολλά μέσα όπως το R152A, BUTANE, ISOBUTANE, R1234YF, PROPANE είναι φιλικά προς το περιβάλλον παρ'όλα αυτά είναι εύφλεκτα και χρειάζονται συσκευές ασφαλείας για να χρησιμοποιηθούν. Τα μέσα R245FA, R21, R123, ammonia και sulfur dioxide είναι τοξικά.

4.5 Γενική ανάλυση - Συμπεράσματα

Μέσα από την ανάλυση που προηγήθηκε καταλαμβάνουμε πως είναι πολύ δύσκολο να επιλεγεί κάποιο εργαζόμενο μέσο το οποίο να πληροί όλες τις απαιτήσεις. Γι' αυτό και βλέπουμε να χρησιμοποιούνται διάφορα εργαζόμενα μέσα σε εγκαταστάσεις ORC αφού κάθε φορά το βάρος των κριτηρίων διαφέρει. Π.χ. μπορεί το κόστος των ασφαλιστικών μέτρων να μην επηρεάζει τόσο την εγκατάσταση και έτσι να επιλεγεί κάποιο εύφλεκτο μέσο. Επίσης απορρίπτονται τα μέσα για τα οποία δεν υπάρχουν επαρκή στοιχεία ασφάλειας και περιβαλλοντικής επίδρασης. Αυτά είναι τα hydrogen sulfide, carbon sulfide, R161, isobutene, perfluorobutane, cis-butane, R236EA, neopentane και ethanol.

Μετά την ανάλυση που έγινε για το συγκεκριμένο κύκλο παραγωγής ισχύος μερικών KW καταλήγουμε πως το καταλληλότερο μέσο για τέτοιες εγκαταστάσεις φαίνεται να είναι το R134A. Είναι κατηγορίας A1 και δεν έχει καθόλου ODP. Έχει σχετικά καλό βαθμό απόδοσης με μικρή παροχή όγκου όμως δεν είναι αρκετά φιλικό προς το περιβάλλον, αφού έχει αριθμό GWP 1430. Άλλα μέσα τα οποία μπορούν να χρησιμοποιηθούν κάτω από προϋποθέσεις και ασφαλιστικά μέτρα είναι τα R152A, R245FA, τα οποία είναι τοξικά, τα TRANS-BUTANE, BUTANE, ISOBUTANE, τα οποία είναι πολύ εύφλεκτα και το R1234YF το οποίο είναι μερικώς εύφλεκτο και έχει μικρότερη απόδοση

Ο πιο κάτω πίνακας 4.8 δείχνει την καταλληλότητα του κάθε μέσου και τον λόγο που αυτό απορρίπτεται.

Πίνακας 4.8 – Επισκόπηση απόδοσης και χαρακτηριστικών οργανικών μέσων

Εργαζόμενο μέσο	Καταλληλότητα	Λόγοι απόρριψης/αποδοχής
propylene	OXI	Υ. πίεση λειτουργίας, πολύ εύφλεκτο
perfluorobutane	OXI	Έλλειψη δεδομένων ασφάλειας και περιβάλλοντος
hydrogen sulfide	OXI	Υ. πίεση λειτουργίας
carbonyl sulfide	OXI	Υ. πίεση λειτουργίας
cis-butene	OXI	Έλλειψη δεδομένων ασφάλειας και περιβάλλοντος
sulfur dioxide	Όχι	Τοξικό, έλλειψη δεδομένων περιβάλλοντος
cyclohexane	OXI	Χ. πίεση λειτουργίας, Υ. παροχή όγκου, πολύ εύφλεκτο
ethanol	OXI	Χ. πίεση λειτουργίας, Υ. παροχή όγκου, έλλ.δεδ.
methanol	OXI	Χ. πίεση λειτουργίας, Υ. παροχή όγκου, έλλ.δεδ.
ammonia	OXI	Υ. πίεση λειτουργίας, Υ. Τοξικό
water	OXI	Χ. πίεση λειτουργίας, Υ. παροχή όγκου
R12	OXI	Υ.GWP,Υ. ODP
RC318	OXI	Υ.GWP,Υ.ALT
R114	OXI	Υ.GWP,Υ.ODP
R236fa	OXI	Υ.GWP
R500	OXI	Υ.GWP,Υ.ODP
R113	OXI	Χ. Πίεση λειτουργίας, Υ. Παροχή όγκου, Υ.GWP
R11	OXI	Υ.GWP,Υ. ODP
R227ea	OXI	Υ.GWP
R142b	OXI	Υ.GWP
R22	OXI	Υ. πίεση λειτουργίας, Υ. GWP
R134a	<u>NAI</u>	<u>Υψηλή τιμή GWP</u>
R236ea	OXI	Ελλειψη δεδομένων ασφάλειας
R245fa	<u>NAI/OXI</u>	<u>Κατηγορία B1(τοξικό μη εύφλεκτο)</u>
R245ca	OXI	Ελλειψη δεδομένων ασφάλειας
R141b	OXI	Υ.παροχή όγκου,έλλειψη δεδομένων ασφάλειας
R32	OXI	Υ. πίεση λειτουργίας
R124	OXI	ODP
R21	OXI	Τοξικό,ODP
R152a	<u>NAI/OXI</u>	<u>Κατηγορία A2(μερικώς εύφλεκτο)</u>
R123	OXI	Υ.παροχή όγκου,τοξικό
R407c	OXI	Υ. πίεση λειτουργίας, εύφλεκτο
Propane	OXI	Υ.πίεση λειτουργίας,ODP,πολύ εύφλεκτο
isobutane	<u>NAI/OXI</u>	<u>Κατηγορία A3(πολυ εύφλεκτο)</u>
cyclopropane	OXI	Έλλειψη δεδομένων ασφάλειας
neopentane	OXI	Έλλειψη δεδομένων ασφάλειας και Υ.ALT
butane	<u>NAI/OXI</u>	<u>Κατηγορίας A3(πολυ εύφλεκτο)</u>
trans-butene	<u>NAI/OXI</u>	<u>Κατηγορίας A3(πολύ εύφλεκτο)</u>
pentane	OXI	Χ.πίεση λειτουργίας, Υ.παροχή όγκου, ελλ.δεδ.
R161	OXI	Υψηλή πίεση λειτουργίας
R1234yf	<u>NAI/OXI</u>	<u>Κατηγορία A2L</u>
isobutene	OXI	Έλλειψη δεδομένων ασφάλειας και περιβάλλοντος

5 Εξεργειακή ανάλυση οργανικού κύκλου Rankine μικρής ισχύος για παραγωγή ενέργειας

5.1 Εισαγωγή

Στο προηγούμενο κεφάλαιο παρουσιάστηκαν και μελετήθηκαν τα κριτήρια τα οποία πρέπει να πληρούνται από ένα εργαζόμενο μέσο για να είναι κατάλληλο σε μικρής κλίμακας θερμικές εγκαταστάσεις θερμοκρασίας κάτω από 90°C. Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται μελέτη διαφοροποιήσεων του απλού κύκλου Rankine έτσι ώστε να επιτευχθεί καλύτερη απόδοση του κύκλου. Η διαφοροποίηση γίνεται με πρόσθεση ενδιάμεσης αναθέρμανσης είτε αυτή γίνεται με ενδιάμεσο εναλλάκτη θερμότητας είτε με δοχεία. Συγκρίνοντας την απόδοση του συστήματος συναρτήσει του κόστους ενός βελτιωμένου κύκλου αποφασίζεται αν είναι οικονομικά αποδεκτές οι προσθήκες. Επίσης αναλύεται η διαφοροποίηση στη θερμοκρασία της παρεχόμενης θερμότητας και του pinch point στον εναλλάκτη.

5.2 Εξεργειακή ανάλυση

Μέχρι τη δεκαετία του 1970 η μέθοδος που χρησιμοποιείτο ευρέως για την ανάλυση της μετατροπής ενέργειας, ήταν η ενεργειακή ανάλυση. Ακολουθώντας 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 μας βοηθά να διακρίνουμε τη διαφορά μεταξύ της απώλειας ενέργειας στο περιβάλλον και των απωλειών λόγω μη αντιστρεψιμότητας στη διεργασία. Είναι μία μέθοδος για την εκτίμηση της απόδοσης των στοιχείων και της διεργασίας η οποία γίνεται ελέγχοντας την εξέργεια σε διάφορα σημεία σε μια διεργασία μετατροπής ενέργειας. 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 είναι μία μέθοδος που συνδυάζει τον πρώτο και δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής λαμβάνοντας υπόψη και τις συνθήκες περιβάλλοντος. Η εξεργειακή ανάλυση ήταν υπό μελέτη για πολλές δεκαετίες και πλέον είναι απαραίτητο εργαλείο για ανάλυση, βελτιστοποίηση διεργασιών και χρησιμοποιείται σε διάφορους τομείς.

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 τα θερμικά συστήματα ορίζονται τέσσερα είδη ροής εξέργειας: ροή μάζας, έργου, θερμότητας και καυσίμου. (Tchanche, 2010)

Η συνολική ειδική εξέργεια παροχής μάζας ορίζεται ως:

$$e_i = e_i^{\phi} + e_i^{\kappa} + e_i^{\delta} + e_i^{\chi} \quad (5.1)$$

όπου

φ:φυσική

κ:κινητική

δ:δυνιτική

χ:χημική

Όταν δεν υπάρχει καμία χημική αντίδραση του ρεύματος με το περιβάλλον στο οποίο βρίσκεται, αγνοώντας τη δυνιτική και κινητική εξέργεια λαμβάνεται υπόψη μόνο η φυσική και έτσι η (6.1) γίνεται:

$$e_i = h_i - h_o - T_o(s_i - s_o) \quad (5.2)$$

Όπου h_i και s_i είναι η ειδική ενθαλπία και ειδική εντροπία αντίστοιχα, του σημείου που υπολογίζεται

Η ειδική εξέργεια που σχετίζεται με τη ροή θερμότητας εκφράζεται ως:

$$e_i = \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) q_i \quad (5.3)$$

Όπου T_i είναι η θερμοκρασία στην οποία εισάγεται ή εξάγεται η θερμότητα q_i

Η ειδική εξέργεια έργου είναι ίση με το ειδικό έργο:

$$e_i = w_i$$

Η ειδική εξέργεια καυσίμου προσεγγίζεται από την εξίσωση:

$$e_i = \gamma * LHV$$

Όπου γ σταθερά εξέργειας και LHV είναι η κατώτερη θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου.

Η εξέργεια ορίζεται ως:

$$E_i = e_i m_i$$

Όπου m_i η παροχή μάζας του εκάστοτε μέσου.

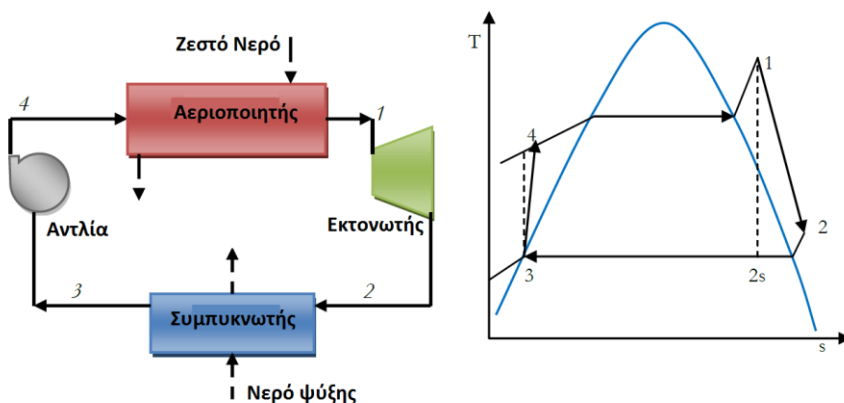
Για την εξεργειακή ανάλυση ενός συστήματος πρέπει πρώτα να οριστεί μια κατάσταση αναφοράς όπου η εξέργεια του σημείου σε αυτή τη κατάσταση είναι μηδενική και ονομάζεται (dead point). Ο ισολογισμός μάζας και ενέργειας σε σταθερή κατάσταση και συνεχή λειτουργία (steady state) αγνοώντας τη δυναμική και κινητική ενέργεια μπορεί να οριστεί ως:

$$\sum_j (\dot{m}_j)_{out} = \sum_k (\dot{m}_k)_{in}$$
$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_j (\dot{m}_j)_{out} - \sum_k (\dot{m}_k)_{in}$$

5.3 Ανάλυση Μονάδων ORC

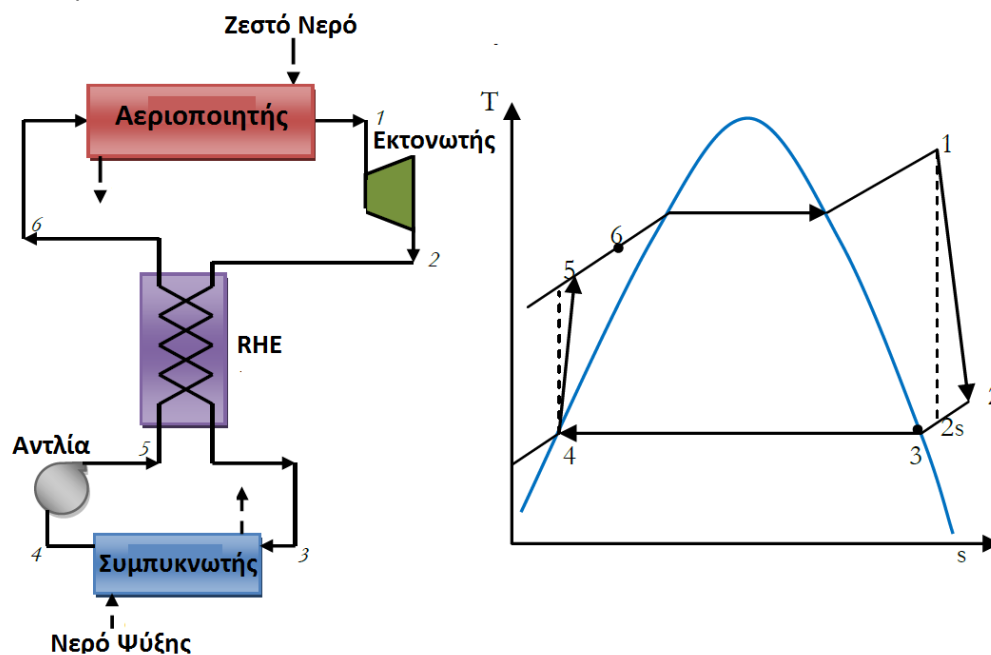
5.3.1 Μονάδα Απλού Κύκλου Rankine

Μία μονάδα απλού κύκλου Rankine αποτελείται από τέσσερις συνιστώσες: τον αεριοποιητή ο οποίος παρέχει τη θερμότητα στο σύστημα, μία συσκευή εκτόνωσης, το συμπυκνωτή για την απόρριψη θερμότητας και μία αντλία που στέλνει το μέσο πίσω στον αεριοποιητή. Σε μια τέτοια μονάδα το εργαζόμενο μέσο ακολουθεί τις εξής διεργασίες: 1-2 εκτόνωση κορεσμένου ή υπέρθερμου ατμού, 2-3 απόρριψη θερμότητας και συμπύκνωση, 3-4 αύξηση πίεσης και τέλος 4-1 πρόσδοση θερμότητας.



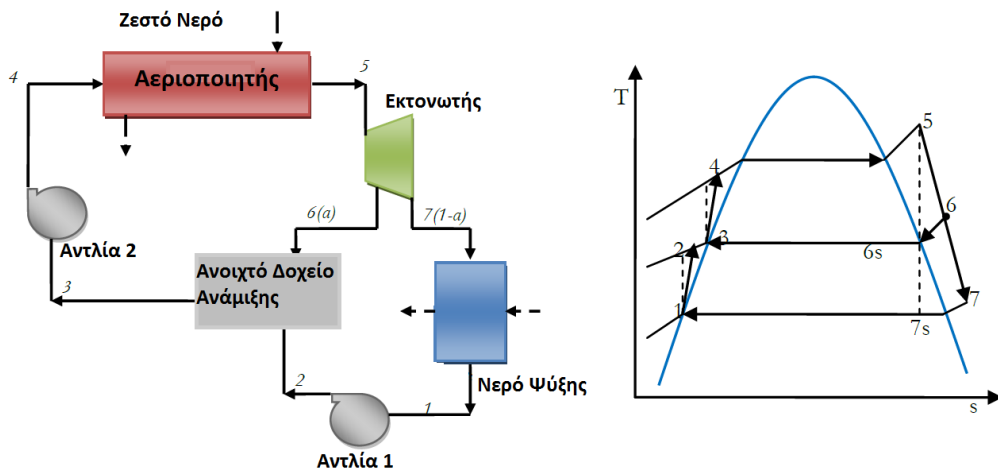
Σχήμα 5.1 – Σχηματική διάταξη απλού κύκλου Rankine και διάγραμμα T-s

Αν προστεθεί ένας εναλλάκτης θερμότητας στον οποίο να διέρχονται τα ρεύματα μετά την εκτόνωση και πριν την είσοδο στον αεριοποιητή, τότε θα έχουμε μία μονάδα Rankine με ενδιάμεση αναθέρμανση, όπου το κρύο ρεύμα του εργαζόμενου μέσου θερμαίνεται πριν εισέλθει στον αεριοποιητή, από το ρεύμα που εξέρχεται από τον εκτονωτή.



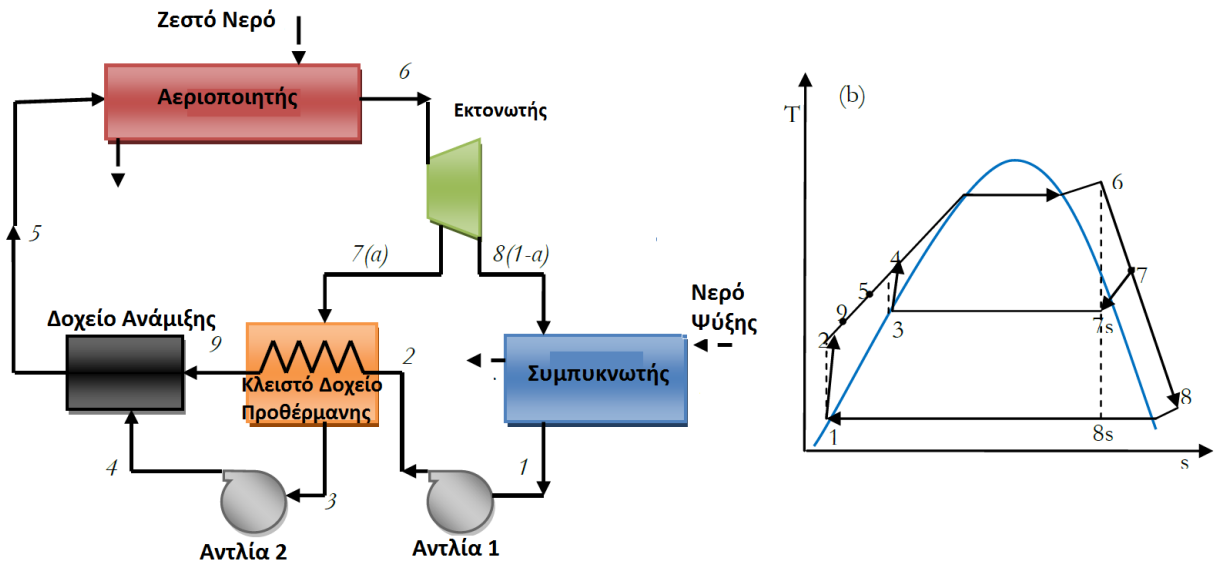
Σχήμα 5.2 – Σχηματική διάταξη κύκλου Rankine με ενδιάμεση αναθέρμανση....

Για την περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του μέσου στην είσοδο του αεριοποιητή μπορεί να χρησιμοποιηθεί θερμότητα από μέσο το οποίο δεν εκτονώθηκε πλήρως στον εκτονωτή. Απομαστεύοντας μέρος του μέσου από τον εκτονωτή και αναμιγνύοντας το με το μέσο το οποίο έχει ήδη συμπυκνωθεί σε ένα ανοιχτό δοχείο σε πίεση την πίεση του απομαστευμένου μέσου τότε έχουμε τον πιο κάτω κύκλο.



Σχήμα 5.3 – Διάταξη κύκλου Rankine με ανοιχτό δοχείο ανάμιξης

Στο τέταρτη και τελευταία παραλλαγή του κύκλου Rankine η ανάμιξη του απομαστευμένου μέρους του μέσου με το συμπυκνωμένο μέρος γίνεται αφού πρώτα περάσουν από ένα κλειστό προθερμαντήρα τροφοδοτικού μέσου όπως φαίνεται στο σχήμα 6.6



Σχήμα 5.4 – Διάταξη κύκλου Rankine με κλειστό δοχείο αναθέρμανσης και δοχείο μίξης

5.3.2 Μοντελοποίηση και συνθήκες λειτουργίας

Σε οργανικούς κύκλους Rankine , τα «ξηρά» οργανικά μέσα υπερτερούν έναντι των «υγρών» μέσων, στο ότι τα υγρά μέσα παρέχουν μικρότερο βαθμό απόδοσης και υπάρχει πιθανότητα εμφάνισης σταγονιδίων στην εκτόνωση που προκαλούν ζημίες στον εκτονωτή. Σε περίπτωση επιλογής ενός «ξηρού» μέσου μπορεί να χρησιμοποιηθεί εναλλάκτης θερμότητας ώστε να μεταφερθεί θερμότητα του υπέρθερμου ατμού μετά την εκτόνωση στο συμπιεσμένο ρεύμα του μέσου που θα εισέλθει στον αεριοποιητή. Η αποτελεσματικότητα ενός τέτοιου εναλλάκτη μπορεί να οριστεί ως ο λόγος της διαφοράς θερμοκρασίας που πετυχαίνετε στο ρεύμα προς τον αεριοποιητή ως προς τη μέγιστη διαφορά που θα μπορούσε να επιτευχθεί.

$$\varepsilon = \frac{T_6 - T_5}{T_2 - T_5} \quad (5.4)$$

Όπως στις μονάδες παραγωγής ενέργειας νερού-ατμού ο βαθμός απόδοσης ενός οργανικού κύκλου μπορεί να αυξηθεί με τη χρήση συσκευών προθέρμανσης του τροφοδοτικού μέσου. Στη περίπτωση αυτή η θερμοκρασία του ρευστού μετά τη θέρμανση δίνεται από τη σχέση.

$$T_9 = T_3 - TTD \quad (5.5)$$

Όπου TTD είναι η τελική θερμοκρασιακή διαφορά.

Στη παρούσα εξεργειακή ανάλυση χρησιμοποιούνται ως παράμετροι η απώλεια εξέργειας, ο βαθμός θερμοδυναμικής τελειότητας, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και ο συντελεστής επίδρασης του στοιχείου στο σύστημα και ορίζονται πιο κάτω (Tchanche, 2010):

- **Για τα στοιχεία του κύκλου**

Απώλεια εξέργειας

Η απώλεια εξέργειας στοιχείου i του κύκλου , ορίζεται ως η διαφορά μεταξύ εισερχόμενης και εξερχόμενης εξέργειας στο στοιχείο και εκφράζεται ως:

$$\Pi_i = E_i^{in} - E_i^{out} \quad (5.6)$$

Βαθμός θερμοδυναμικής τελειότητας

Ο βαθμός θερμοδυναμικής τελειότητας στοιχείου i , είναι ο λόγος της εξέργειας που εξέρχεται από το στοιχείο προς την εξέργεια που εισέρχεται και εκφράζεται ως:

$$\nu_i = \frac{E_i^{out}}{E_i^{in}} = 1 - \frac{\Pi_i}{E_i^{in}} \quad (5.7)$$

Εξεργειακός βαθμός απόδοσης

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης στοιχείου i ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης εξέργειας ως προς την διαθέσιμη εξέργεια και εκφράζεται ως:

$$\eta_{ex}^i = \frac{E_i^{used}}{E_i^{available}} \quad (5.8)$$

Συντελεστής επίδρασης

Ο συντελεστής επίδρασης στοιχείου i , ορίζεται ως ο λόγος της διαθέσιμης εξέργειας του στοιχείου προς τη συνολική διαθέσιμη εξέργεια του συστήματος και δείχνει σε ποιο βαθμό η απόδοση του στοιχείου επηρεάζει την απόδοση του συστήματος. Εκφράζεται ως:

$$\beta_i = \frac{E_i^{available}}{E_{\Sigma}^{available}} \quad (5.9)$$

- Για το σύστημα

Η συνολική απώλεια εξέργειας της μονάδας ή του συστήματος είναι το σύνολο των απωλειών εξέργειας σε κάθε στοιχείο του

$$\Pi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Pi_i \quad (5.10)$$

Ο βαθμός θερμοδυναμικής τελειότητας του συστήματος είναι ο λόγος της συνολικής εξέργειας που εξέρχεται από το σύστημα προς την συνολικά εισερχόμενη στο σύστημα εξέργεια.

$$\nu_{\Sigma} = \frac{E_{\Sigma}^{out}}{E_{\Sigma}^{in}} \quad (5.11)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος είναι ο λόγος της συνολικής ωφέλιμης εξέργειας του συστήματος ως προς τη συνολική διαθέσιμη εξέργειας και εκφράζεται ως:

$$\eta_{ex}^{\Sigma} = \frac{E_{\Sigma}^{used}}{E_{\Sigma}^{available}} \quad (5.12)$$

Η συνολικός θερμικός βαθμός απόδοσης ή ενεργειακός βαθμός απόδοσης δείχνει πως η ενέργεια μετατρέπεται στο σύστημα και ορίζεται ως ο λόγος της καθαρής ενέργειας προς τη θερμότητα εισόδου του συστήματος. Εκφράζεται ως:

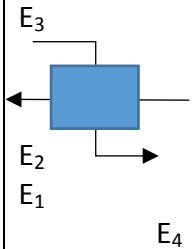
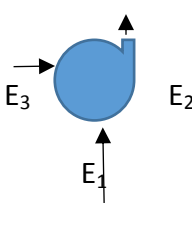
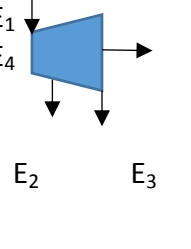
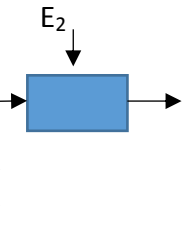
$$\eta_{th}^{\Sigma} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{(W_t - \Sigma W_p)}{Q_{in}} \quad (5.13)$$

Όπου W_{net} είναι η καθαρή ωφέλιμη ισχύς Q_{in} η εισερχόμενη θερμική ισχύς στο σύστημα, W_t η ισχύς στην έξοδο της εκτόνωσης και ΣW_p η συνολική ισχύς που καταναλώνουν οι αντλίες του συστήματος

Για το σύστημα δεν μπορεί να υπάρξει συντελεστής επίδρασης.

Ροή εξέργειας στα διάφορα στοιχεία των μονάδων

Πίνακας 5.1 – Ροή εξέργεια στα στοιχεία των μονάδων ORC

Στοιχείο	Εναλλάκτης	Αντλία	Εκτονωτής	Δοχείο Ανάμιξης
Σχήμα				
Εισερχόμενη εξέργεια ($E_{ex,in}$)	E_3+E_1	E_3+E_1	E_1	E_2+E_1
Εξερχόμενη εξέργεια ($E_{ex,out}$)	E_2+E_4	E_2	$E_2+E_3+E_4$	E_3
Διαθέσιμη εξέργεια ($E_{ex,avail}$)	E_3-E_4	E_3	$E_1-E_2-E_3$	E_2+E_1
Ωφέλιμη εξέργεια ($E_{ex,used}$)	E_2-E_1	E_2-E_1	E_4	E_3

Συνθήκες λειτουργίας μηχανών

Πίνακας 5.2 Συνθήκες λειτουργίας κύκλων Rankine

Συνθήκες λειτουργίας		
Πηγή θερμότητας	<u>Νερό</u>	<u>85°C</u>
<u>Μέσο ψύξης-συμπύκνωσης</u>	<u>Νερό</u>	<u>25°C</u>
<u>Εργαζόμενο μέσο</u>	<u>R134A</u>	
<u>Στρόβιλος</u>	<u>Λόγος πίεσης</u>	<u>3</u>
	<u>Ισχύς στην έξοδο</u>	<u>2kW</u>
	<u>Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης</u>	<u>0,70</u>
	<u>Μηχανικός βαθμός απόδοσης</u>	<u>0,60</u>
<u>Αντλίες</u>	<u>Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης</u>	<u>0,80</u>
<u>Αναθέρμανση</u>	<u>Βαθμός απόδοσης</u>	<u>$\epsilon=0,80$</u>
<u>Κλειστο Δοχείο Προθέρμανσης</u>	<u>Τελική θερμοκρασιακή διαφορά</u>	<u>TTD=3</u>

5.3.3 Αποτελέσματα εξεργειακής ανάλυσης

Πίνακας 5.3 – Αποτελέσματα εξεργειακής ανάλυσης απλού οργανικού κύκλου Rankine

Στοιχείο	E_{in}	E_{out}	E_{used}	E_{avail}	$\Pi_i(kW)$	η_i	ν_i	β_i
Απλός κύκλος								
ΑΕΡΙΟΠΟΙΗΤΗΣ	30.239	28.928	5.176	6.487	1.310	79.800	95.667	32.313
ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ	15.341	12.606	2.000	4.735	2.735	42.242	82.174	23.586
ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	10.606	10.043	0.182	0.746	0.563	24.450	94.688	3.715
ΑΝΤΛΙΑ	10.239	10.165	0.304	0.378	0.074	80.450	99.278	1.883
ΣΥΣΤΗΜΑ	20.452	15.770	1.622	20.074	4.682	8.080	77.107	100.000
Αναγέννηση								
ΑΕΡΙΟΠΟΙΗΤΗΣ	30.232	28.885	5.183	6.530	1.347	79.373	95.545	32.528
ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ	15.341	12.606	2.000	4.735	2.735	42.242	82.174	23.586
ΕΝΔ.ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΣΗ	20.771	20.770	-0.007	-0.006	0.001	109.995	99.997	-0.030
ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	10.612	10.045	0.184	0.752	0.567	24.524	94.654	3.744
ΑΝΤΛΙΑ	10.239	10.165	0.304	0.378	0.074	80.450	99.278	1.883
ΣΥΣΤΗΜΑ	20.452	15.729	1.622	20.074	4.723	8.080	76.905	100.000
Ανοιχτό Δοχείο Ανάμιξης								
ΑΕΡΙΟΠΟΙΗΤΗΣ	35.875	35.193	5.365	6.048	0.682	88.715	98.098	25.871
ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ	17.864	15.140	2.000	4.724	2.724	42.333	84.749	20.211
ΑΝΟΙΧΤΟ.ΔΟΧ.ΑΝΑΜ.	12.600	12.299	12.299	12.600	0.301	97.607	97.607	53.903
ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	9.640	9.128	0.166	0.678	0.512	24.450	94.688	2.899
ΑΝΤΛΙΑ 1	9.135	9.101	0.138	0.172	0.034	80.416	99.631	0.736
ΑΝΤΛΙΑ 2	12.543	12.499	0.200	0.244	0.044	81.999	99.649	1.045
ΣΥΣΤΗΜΑ	23.792	19.494	1.584	23.376	4.298	6.775	81.935	100.000
Κλειστός Προθερμαντήρας								
ΑΕΡΙΟΠΟΙΗΤΗΣ	35.015	34.281	5.379	6.113	0.734	87.996	97.904	26.698
ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ	17.498	14.772	2.000	4.726	2.726	42.320	84.421	20.641
ΚΛΕΙΣΤΟΣ ΘΕΡΜΑΝ.	12.365	12.082	0.402	0.684	0.282	58.772	97.719	2.988
ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	9.781	9.261	0.168	0.688	0.520	24.450	94.688	3.003
ΑΝΤΛΙΑ 1	9.442	9.373	0.280	0.349	0.068	80.450	99.278	1.522
ΑΝΤΛΙΑ 2	2.353	2.345	0.038	0.046	0.008	81.999	99.649	0.200
ΔΟΧΕΙΟ ΑΝΑΜΙΞΗΣ	12.120	12.119	12.119	12.120	0.001	99.989	99.989	52.935
ΣΥΣΤΗΜΑ	23.291	18.952	1.606	22.896	4.339	7.013	81.370	100.000

Μονάδα απλού κύκλου Rankine

Μία μονάδα απλού κύκλου Rankine αποτελείται μόνο από 4 στοιχεία. Ένα αεριοποιητή, ένα εκτονωτή, ένα συμπυκνωτή και μία αντλία. Η συνολική απώλεια εξέργειας του συστήματος είναι 4,682 kW, με την απώλεια εξέργειας του στρόβιλου να αποτελεί το 58,41%, του αεριοποιητή το 27,98% του συμπυκνωτή 12,03% και της αντλίας μόλις το 1,58%. Ο εκτονωτής παρουσιάζει επίσης μικρό εξεργειακό και θερμικό βαθμό απόδοσης 42,2% και 82,2% αντίστοιχα. Η χαμηλή απόδοση του στρόβιλου οφείλεται στις μηχανικές απώλειες και στη μη αντιστρεψιμότητα του έργου που παράγει. Τα σημαντικά στοιχεία του κύκλου είναι ο αεριοποιητής με βαθμό επίδρασης 32,3% και μετά ο στρόβιλος με 23,57%. Το σύστημα αποδίδει καθαρή ισχύ 1,62 kW με εξεργειακό βαθμό απόδοσης 8,1%, θερμοδυναμική τελειότητά 77,1% και ενεργειακό βαθμό απόδοσης 3,86%

Μονάδα κύκλου Rankine με ενδιάμεση αναθέρμανση

Στη περίπτωση του κύκλου με ενδιάμεση αναθέρμανση προστίθεται στο κύκλο ένας ενδιάμεσος εναλλάκτης θερμότητας. Όπως παρατηρείται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος παραμένει ο ίδιος, ενώ η θερμοδυναμική τελειότητα μειώνεται ελαφρά. Ο ενδιάμεσος εναλλάκτης θερμότητας για το μέσο R134A αντί να μεταφέρει θερμότητα από το ρεύμα που εξέρχεται από το στρόβιλο στο ρεύμα που εισέρχεται στον αεριοποιητή κάνει ακριβώς το αντίθετο. Έχει μηδενικές απώλειες εξέργειας και μηδενική επίδραση στην απόδοση του συστήματος. Εν κατακλείδι μια τέτοια συσκευή σε ένα κύκλο ORC με εργαζόμενα μέσα όπως το R134A δεν αποφέρει κάποιο κέρδος στην απόδοση του συστήματος.

Μονάδα κύκλου Rankine με ανοιχτό δοχείο ανάμιξης

Στη διάταξη με ανοιχτό δοχείο προστίθενται δύο επιπλέον συσκευές στην απλή διάταξη του κύκλου Rankine. Ένα δοχείο στο οποίο αναμιγνύονται τα ρεύματα από το στρόβιλο και από το συμπυκνωτή και μία επιπλέον αντλία, τα οποία προσθέτουν κόστος στην εγκατάσταση. Παρατηρείται μείωση κατά 8% στην απώλεια εξέργειας του συστήματος έναντι της απώλειας της απλής διάταξης από 4,682 kW σε 4,298 kW, αύξηση κατά 6% της θερμοδυναμικής τελειότητας του συστήματος από 77,11% στην απλή διάταξη σε 81,94%. Όμως στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης παρατηρείται σημαντική μείωση κατά 16,2% γεγονός το οποίο οφείλεται στις δύο αντλίες. Σε αυτή τη διάταξη παρατηρείται καλύτερη απόδοση στον αεριοποιητή με μείωση κατά 47,9% στην απώλεια εξέργειας και αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και της θερμοδυναμική τελειότητας κατά 11,17% και 2,5% αντίστοιχα. Επιπλέον η επίδραση της απόδοσης του στην συνολική απόδοση του συστήματος μειώνεται από 32,5% στην απλή διάταξη σε 25,9%. Τη σημαντικότερη επίδραση έχει το δοχείο ανάμιξης με ποσοστό 53,9% στο οποίο οφείλεται η καλύτερη απόδοση του αεριοποιητή. Ο στρόβιλος παραμένει το στοιχείο όπου παρατηρείται η μεγαλύτερη απώλεια εξέργειας 2,724kW αντιπροσωπεύοντας το 63,4% των συνολικών απωλειών του συστήματος.

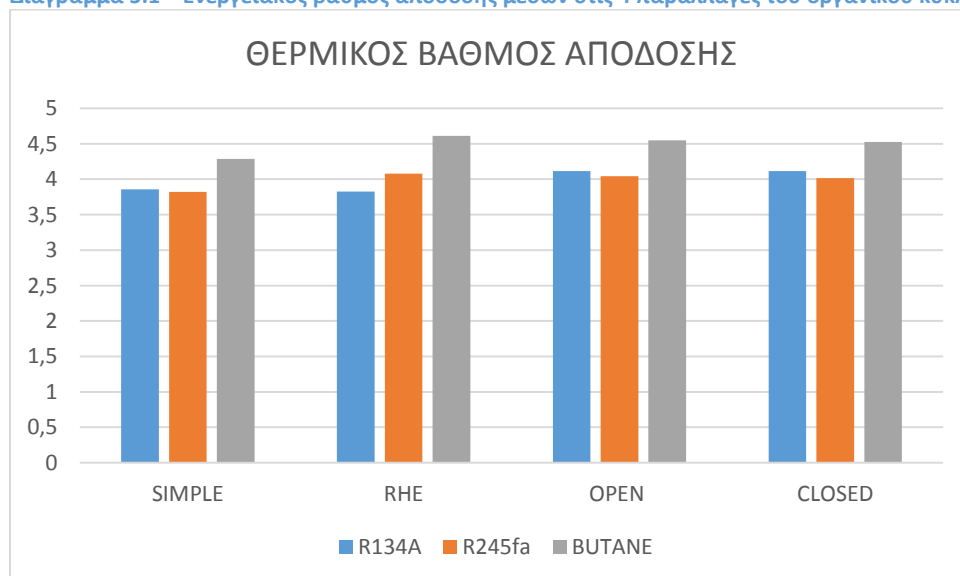
Μονάδα κύκλου Rankine με κλειστό προθερμαντήρα τροφοδοτικού μέσου

Η εγκατάσταση με κλειστό προθερμαντήρα τροφοδοτικού μέσου είναι πολυπλοκότερη και πιο ακριβή από την προηγούμενη. Σε σύγκριση με την απλή διάταξη προστίθενται 3 ακόμα στοιχεία, ο κλειστός προθερμαντήρας, μία αντλία και ένα δοχείο ανάμιξης. Η απόδοση μιας τέτοιας διάταξης δε διαφέρει πολύ από την απόδοση της διάταξης με ανοιχτό δοχείο ανάμιξης. Σε σχέση με την προαναφερθείσα διάταξη παρατηρείται μικρή αύξηση στις απώλειες εξέργειας του συστήματος 0,95%, και μικρή αύξηση στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης 3,5%. Παρατηρούνται επίσης 7,52% μεγαλύτερη απώλεια εξέργειας στον αεριοποιητή ενώ οι απώλειες του εκτονωτή παραμένουν να αποτελούν το 62,82 % των συνολικών απωλειών του συστήματος.

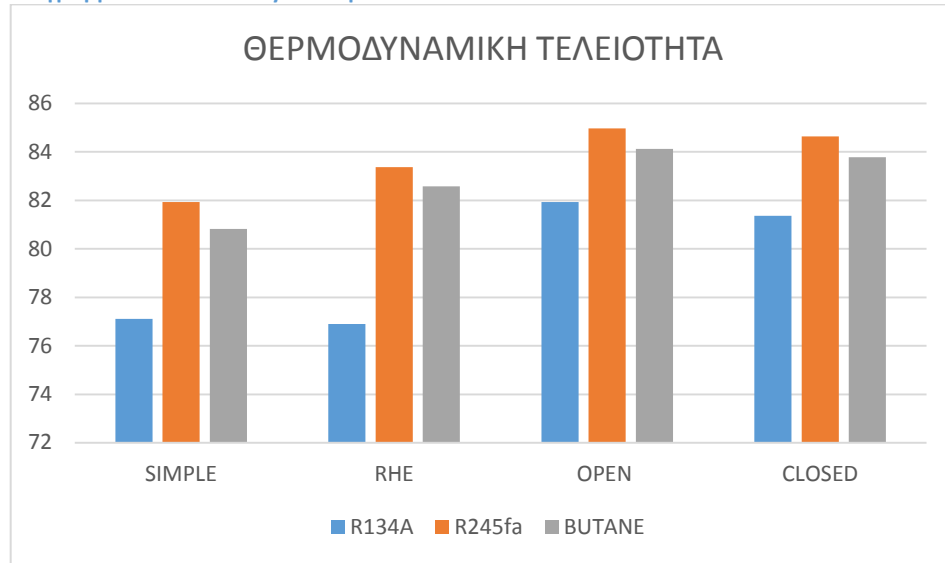
5.4 Συμπεράσματα

Καλύτερη επιλογή είναι η απλή διάταξη αφού το επιπρόσθετο κόστος των συσκευών που χρησιμοποιούνται σε παραλλαγές του κύκλου δεν φαίνεται να καλύπτεται από την απόδοση τους. Πιο κάτω παρουσιάζονται διαγράμματα του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, της θερμοδυναμική τελειότητας και της καθαρής παραγόμενης ισχύος για κάποια επιλεγμένα οργανικά μέσα στις 4 παραλλαγές του κύκλου Rankine. Επίσης παρουσιάζεται η επίδραση της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας.

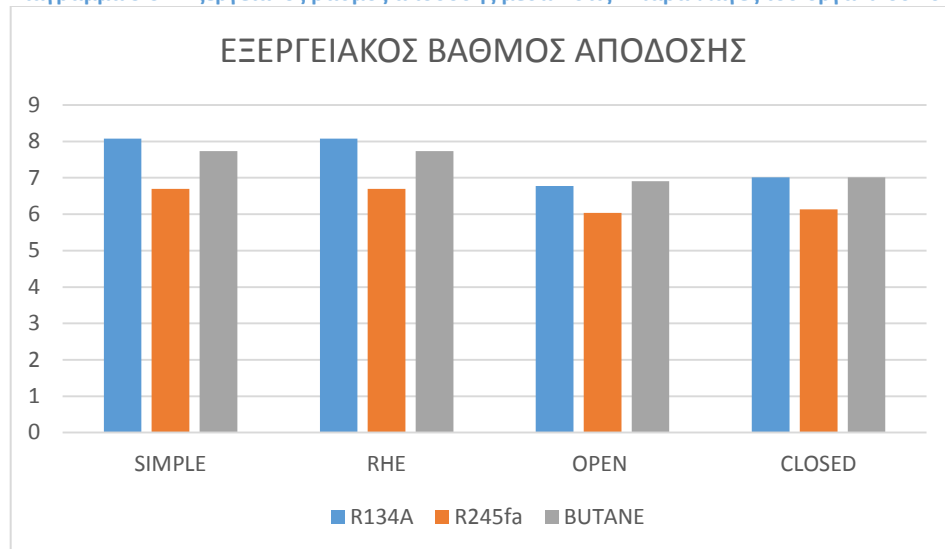
Διάγραμμα 5.1 – Ενεργειακός βαθμός απόδοσης μέσω των 4 παραλλαγών του οργανικού κύκλου Rankine



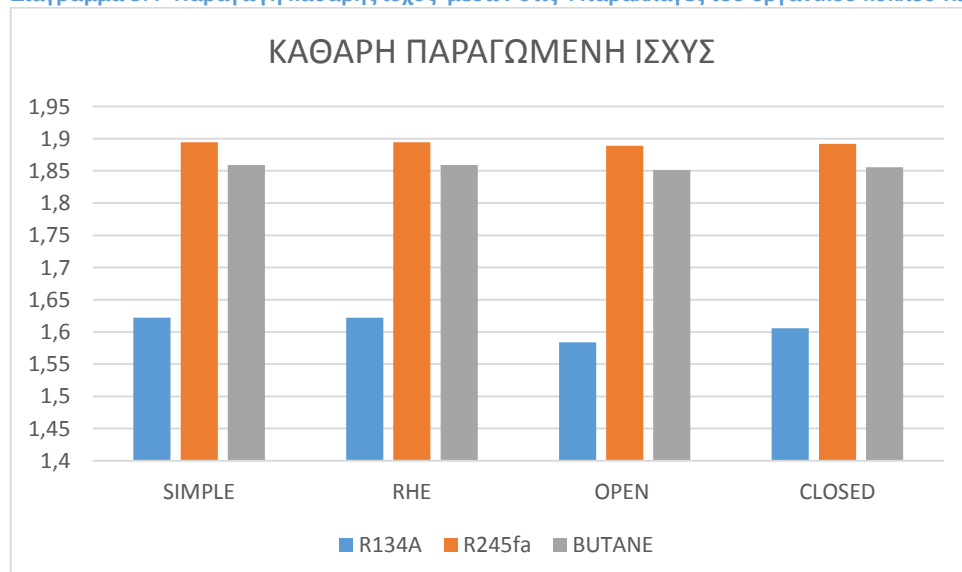
Διάγραμμα 5.2 – thermodynamic perfection



Διάγραμμα 5.3 – Εξεργειακός βαθμός απόδοσης μέσω στις 4 παραλλαγές του οργανικού κύκλου Rankine



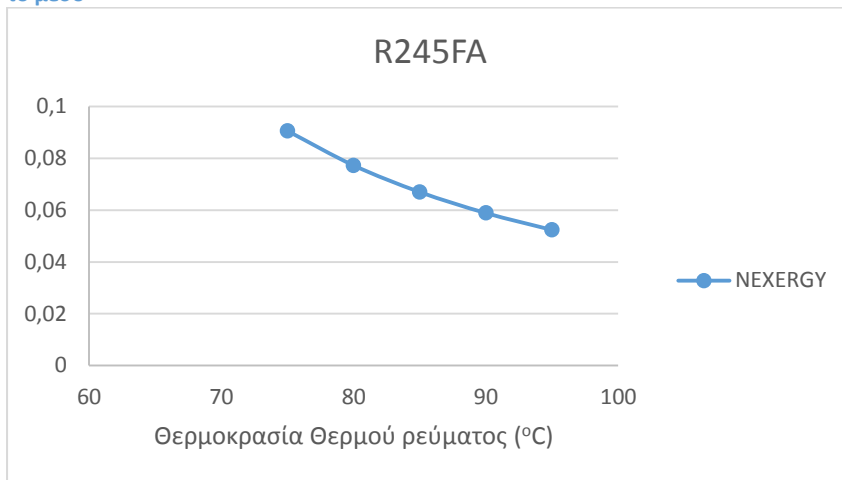
Διάγραμμα 5.4- Παραγωγή καθαρής ισχύς μέσω στις 4 παραλλαγές του οργανικού κύκλου Rankine



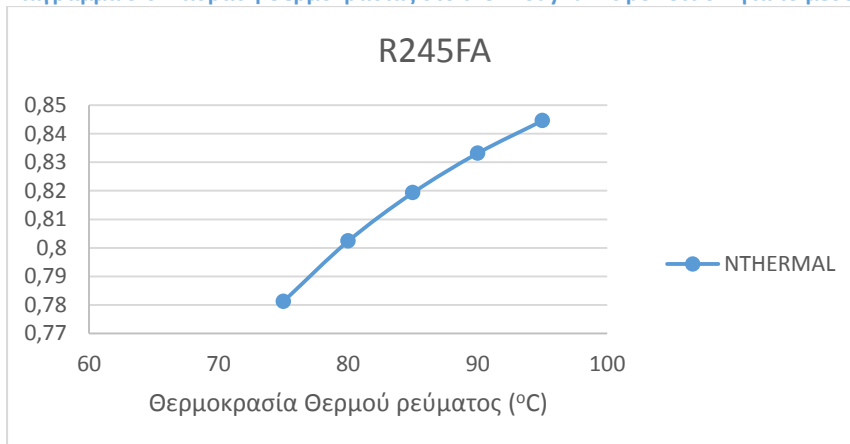
Επίδραση θερμοκρασίας θερμού ρεύματος

Η μελέτη της επίδραση της μεταβολής της θερμοκρασία του θερμού ρεύματος έγινε για το οργανικό μέσο R245FA επειδή τα υπόλοιπα μέσα σε θερμοκρασίες αεριοποίησης κάτω των 75 °C μετά το στρόβιλο, είχαν θερμοκρασία κάτω από αυτή του περιβάλλοντος. Το Δp ήταν σταθερό 3°C και η διαφορά του θερμού ρεύματος από τη θερμοκρασία ατμοποίησης σταθερή στους 10°C. Η χαμηλότερη θερμοκρασία για την οποία έγινε η μελέτη ήταν οι 75 °C και η ψηλότερη 95 °C. Στα διαγράμματα 5.7 και 5.8 φαίνεται η επίδραση του Δp .

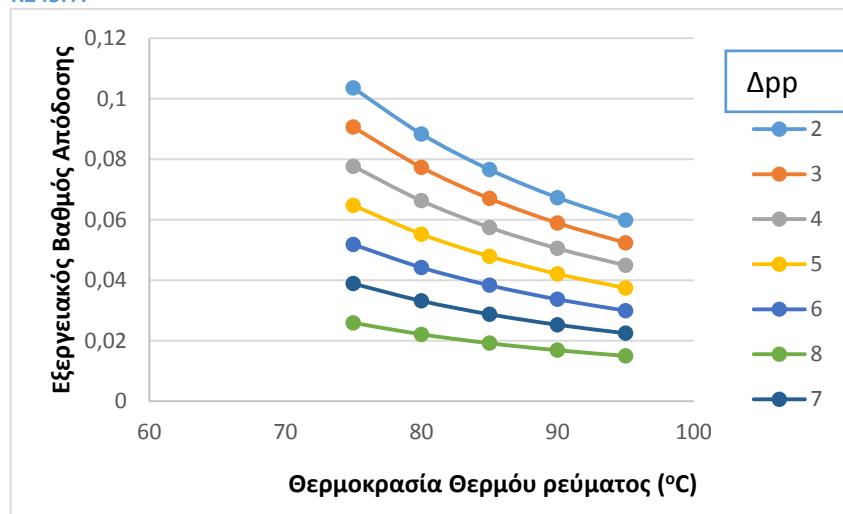
Διάγραμμα 5.5 – Επίδραση θερμοκρασίας πηγής θερμότητας στο ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το μέσο



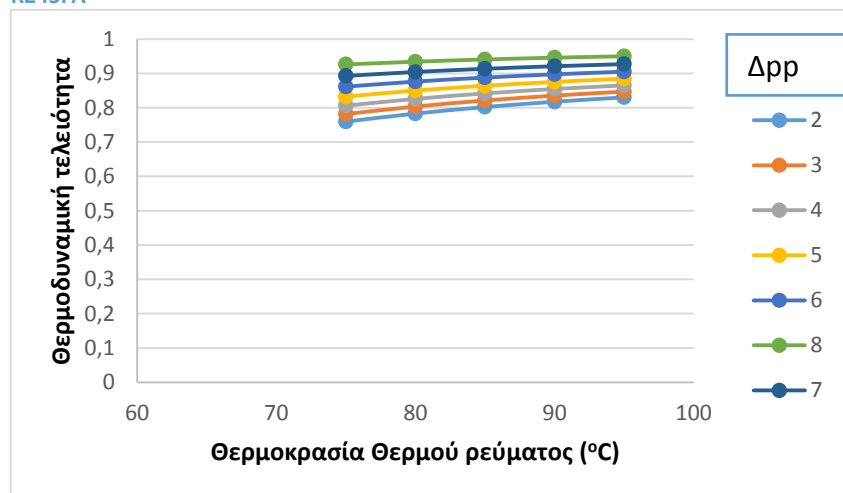
Διάγραμμα 5.6 Επίδραση θερμοκρασίας στο thermodynamic perfection για το μέσο R245FA



Διάγραμμα 5.7 Επίδραση θερμοκρασίας πηγής θερμότητας και Δp_p στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το μέσο R245FA



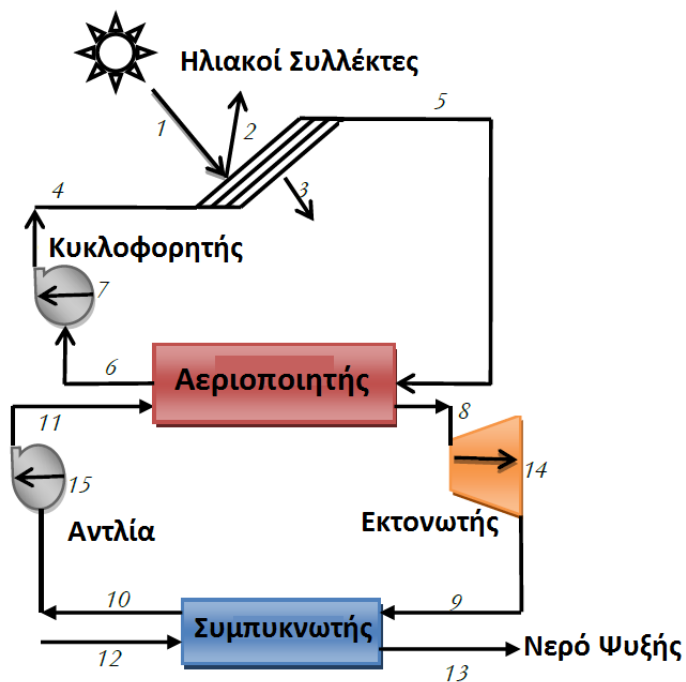
Διάγραμμα 5.8 – Επίδραση θερμοκρασίας πηγής θερμότητας και Δp_p στη thermodynamic perfection για το μέσο R245FA



5.5 Εφαρμογή απλού κύκλου Rankine σε σύστημα με ηλιακούς συλλέκτες

5.5.1 Περιγραφή συστήματος

Ένας οργανικός κύκλος Rankine συνδυάζεται με ένα βρόγχο ηλιακών συλλεκτών και μαζί σχηματίζουν μία μικρή εφαρμογή παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος. Οι ηλιακοί συλλέκτες μετατρέπουν την ηλιακή ακτινοβολία σε θερμότητα την οποία μεταβιβάζουν στο θερμικό μέσο. Το θερμικό μέσο μπορεί να είναι νερό ή κάποιο θερμικό έλαιο όπως caloria, therminol VP-1. Συνήθως σε αυτές τις εγκαταστάσεις υπάρχει ένα δοχείο στο οποίο αποθηκεύεται το θερμικό μέσο όταν εξέρχεται από τους συλλέκτες και πριν μπει στον αεριοποιητή, ούτως ώστε να μειωθεί η επίδραση της διακύμανσης της ακτινοβολίας του ήλιου. Στην εφαρμογή που θα μελετηθεί δεν λαμβάνεται υπόψη ένα τέτοιο δοχείο επειδή η εξεργειακή απώλεια τέτοιων συσκευών είναι μηδενική. Το θερμικό μέσο εξέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες, εισέρχεται στον αεριοποιητή όπου μεταβιβάζει θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο του οργανικού κύκλου και δια μέσου μιας αντλίας εισέρχεται εκ νέου στους συλλέκτες για να θερμανθεί.



Σχήμα 5.5 – Διάταξη εφαρμογής κύκλου Rankine με ηλιακούς συλλέκτες

5.5.2 Μοντελοποίηση και συνθήκες λειτουργίας

Η ανάλυση του συστήματος γίνεται για την μόνιμη και σταθερή κατάσταση και οι απώλειες ενέργειας και πίεσης στον αεριοποιητή, συμπυκνωτή και αγωγούς αγνοούνται. Ο κυκλοφορητής θερμού μέσου χρησιμοποιείται για την ανάκτηση της πίεσης που χάνεται στους ηλιακούς συλλέκτες έτσι ώστε να διατηρηθεί η ατμοσφαιρική πίεση στην έξοδο των συλλεκτών.

Ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών δίνεται από την πιο κάτω σχέση (Agustin M. Delgado-Torres, 2010):

$$\eta_{sc} = \eta_0 - a_1 * \frac{T_{fm} - T_{amb}}{G_T} - a_2 * \frac{(T_{fm} - T_{amb})^2}{G_T} \quad (5.14)$$

Όπου:

η_0 = οπτικός βαθμός απόδοσης

a_1 = γραμμικός παράγων θερμικών απωλειών ($\frac{W}{m^2 C}$)

a_2 = παράγων θερμικών απωλειών 2^{ης} τάξης ($\frac{W}{m^2 C^2}$)

G_T = ηλιακή ακτινοβολία στην επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών ($\frac{W}{m^2}$)

T_{fm} = μέση θερμοκρασία του θερμικού μέσου στους συλλέκτες (K)

Αγνοώντας τις απώλειες θερμότητας στους αγωγούς, η ωφέλιμη θερμότητα από τους συλλέκτες που μεταβιβάζεται στο εργαζόμενο μέσο μπορεί να υπολογιστεί από την πιο κάτω σχέση:

$$\eta_{sc} = \frac{\dot{Q}_u}{G_T * A_{sc}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{G_T * A_{sc}} \quad (5.15)$$

Όπου \dot{Q}_u και \dot{Q}_{evap} η ωφέλιμη θερμότητα που έχει το θερμικό μέσο.

Οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό της εξέργειας σε κάθε σημείο είναι οι πιο κάτω: (Tchanche, 2010)

$$E_1 = G_T A_{sc} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right) \quad (5.16)$$

$$E_2 = G_T A_{sc} (1 - \eta_0) \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right) \quad (5.17)$$

$$E_3 = U A_{sc} (T_{fm} - T_{amb}) \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{fm}}\right) \quad (5.18)$$

$$E_4 = \dot{m}_{htf} C \left(T_{ci} - T_{amb} - T_{amb} \ln \left(\frac{T_{ci}}{T_{amb}} \right) \right) + \frac{\dot{m}_{htf} \Delta P_{ci}}{\rho_{htf}} \quad (5.19)$$

$$E_5 = \dot{m}_{htf} C \left(T_{co} - T_{amb} - T_{amb} \ln \left(\frac{T_{co}}{T_{amb}} \right) \right) + \frac{\dot{m}_{htf} \Delta P_{co}}{\rho_{htf}} \quad (5.20)$$

$$E_6 = \dot{m}_{htf} e_6 \quad (5.21)$$

$$E_7 = W_{circ} = \frac{\dot{V}_c \Delta P_c}{\eta_{s,circ} \eta_{elec,circ}} \quad (5.22)$$

Όπου

T_{sun} = θερμοκρασία ήλιου (4350K)

U = ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

T_{fm} = μέση θερμοκρασία απορροφητήρα: $\left(\frac{T_{co}+T_{ci}}{2}\right)$

T_{ci} =θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού στους συλλέκτες

T_{co} = θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού από τους συλλέκτες

\dot{V}_c =παροχή όγκου του θερμού μέσου $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

C : θερμοχωρητικότητα του θερμού μέσου $\left(\frac{kJ}{kgK}\right)$

ρ_{htf} =πυκνότητα του θερμού μέσου $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

\dot{m}_{htf} = παροχή μάζας θερμικού μέσου $\left(\frac{kg}{s}\right)$

ΔP_{ci} = πτώση πίεσης στην είσοδο των συλλεκτών

ΔP_{co} = πτώση πίεσης στην έξοδο των συλλεκτών

ΔP_c = πτώση πίεσης στους συλλέκτες

$\eta_{s,circ}$ = ισεντροπικός βαθμός απόδοσης κυκλοφορητή

$\eta_{ele,circ}$ = ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης κυκλοφορητή

Συνθήκες λειτουργίας και παραδοχές

Συνθήκες περιβάλλοντος		
Θερμοκρασία	T_0	25°C
Ηλιακή προσπίπτουσα ακτινοβολία	G_T	600 W/m ²
<u>Ηλιακοί συλλέκτες κενού</u>		
Οπτικός βαθμός απόδοσης	η_0	0,769
Γραμμικός παράγων θερμικών απωλειών	a_1	1,61 $\frac{W}{m^2C}$
Παράγων θερμικών απωλειών 2 ^{ης} τάξης	a_2	0,0032 $\frac{W}{m^2C^2}$
Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας	U	1,786 $\frac{W}{m^2K}$
Κλίση		40 ⁰
Πτώση πίεσης	ΔPC	200kPa
<u>Κυκλοφορητής</u>		
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	$\eta_{is,circ}$	0,75
Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης	$\eta_{el,circ}$	0,90
<u>Σπειροειδής εκτονωτής</u>		
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	$\eta_{is,exp}$	0,70
Ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης	$\eta_{mech,el,exp}$	0,60
<u>Αντλία εργαζόμενου μέσου</u>		
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	$\eta_{is,pump}$	0,90
Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης	$\eta_{el,pump}$	0,90
<u>Αεριοποιητής</u>		
Νερό	T_{htf}	85°C
Εργαζόμενο μέσο	T_{ev}	75 °C
Ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά	$\Delta p_{p_{ev}}$	5°C
<u>Συμπυκνωτής</u>		
Νερό	$T_{cd,in}$	25°C
Ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά	$\Delta p_{p_{cd}}$	5° C

5.6 Αποτελέσματα

Τα στοιχεία της εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R134A βρίσκονται στο πίνακα 5.5. Αναλυτικότερα στο παράρτημα βρίσκονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της διεργασίας για όλες τις θέσεις της εφαρμογής. Στο πίνακα 5.4 βρίσκονται οι τιμές της εξέργειας για τα στοιχεία του κύκλου. Επίσης περιλαμβάνονται οι απώλειες, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης, η θερμοδυναμική τελειότητα και ο βαθμός επίδρασης του στοιχείου στο σύστημα. Στα διαγράμματα 6.9 - 6.11 στη σελίδα 111 απεικονίζεται η διεργασία σε διαγράμματα T-s, T-Q και T-H.

Από τον πίνακα 5.4 παρατηρούμε πως το στοιχείο με την μεγαλύτερη επίδραση στην εφαρμογή είναι οι ηλιακοί συλλέκτες με 100% επίδραση. Η απώλειες εξέργειας των συλλεκτών φτάνουν τα 30,25kW με εξεργειακό βαθμό απόδοσης 9,63% και θερμοδυναμική τελειότητα 52,67 %. Η χαμηλή απόδοση του συλλέκτη οφείλεται στο γεγονός ότι δεν είναι δυνατή η εκμετάλλευση της ηλιακής ακτινοβολίας σε υψηλά επίπεδα λόγω οπτικών και θερμικών απωλειών.

Η αντλία του εργαζόμενου μέσου και ο κυκλοφορητής δεν φαίνεται να έχουν σημαντικές απώλειες εξέργειας αντίθετα με τον στρόβιλο και τον αεριοποιητή όπου παρουσιάζουν απώλειες 2,11kW και 1,14 kW αντίστοιχα. Ο αεριοποιητής έχει εξεργειακό βαθμό απόδοσης 77,86 % και βαθμό θερμοδυναμικής τελειότητας 96,15 %, ενώ ο στρόβιλος 42,24% και 82,17% αντίστοιχα. Στο συμπυκνωτή παρατηρείται απώλεια εξέργειας 0,43kW και χαμηλός εξεργειακός βαθμός απόδοσης 24,45%. Οι συνολικές απώλειες εξέργειας του συστήματος είναι 33,68kW, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του 1,97%, η θερμοδυναμική τελειότητα 29,14% και ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης 3,04%. Ο ενεργειακός βαθμό απόδοσης της μονάδας ORC είναι 3.86% και ο εξεργειακός 5,67%

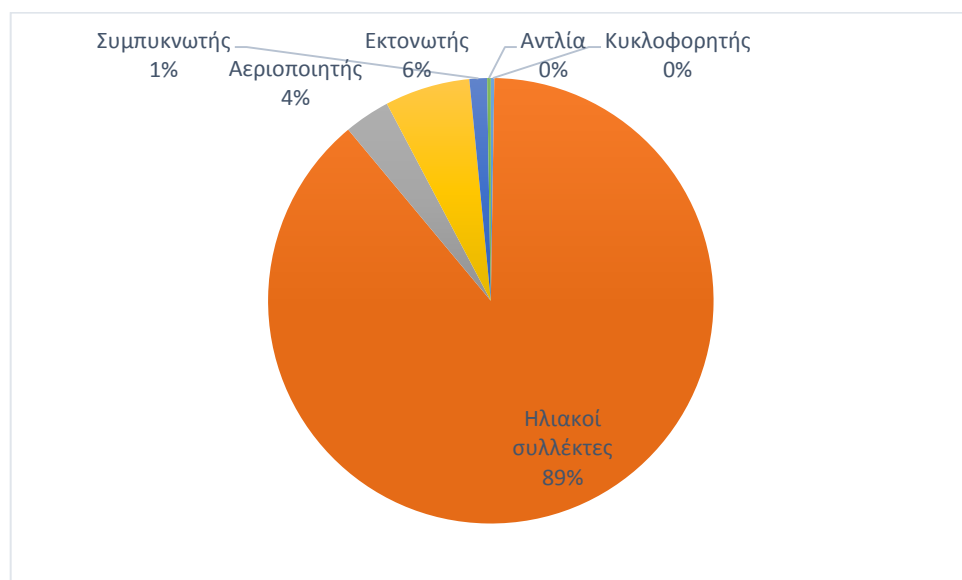
Πίνακας 5.4 – Εξεργειακή ανάλυση εφαρμογής συστήματος ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο το R134A

	Ein (kW)	Eout (kW)	Eavail (kW)	Eused (kW)	πi (kW)	ηex (-)	ν (-)	β (-)
Κυκλοφορητής	16.85	16.77	0.30	0.21	0.09	70.84	99.49	0.63
Ηλιακοί συλλέκτες	63.91	33.66	46.95	4.52	30.25	9.63	52.67	100.00
Αεριοποιητής	29.54	28.40	5.13	4.00	1.14	77.86	96.15	10.93
Εκτονωτής	11.84	9.73	3.65	1.54	2.11	42.24	82.17	7.78
Συμπυκνωτής	8.19	7.75	0.58	0.14	0.43	24.45	94.69	1.23
Αντλία	7.94	7.85	0.33	0.23	0.09	72.20	98.86	0.69
Σύστημα	47.57	13.86	46.95	0.92	33.71	1.97	29.14	100.00

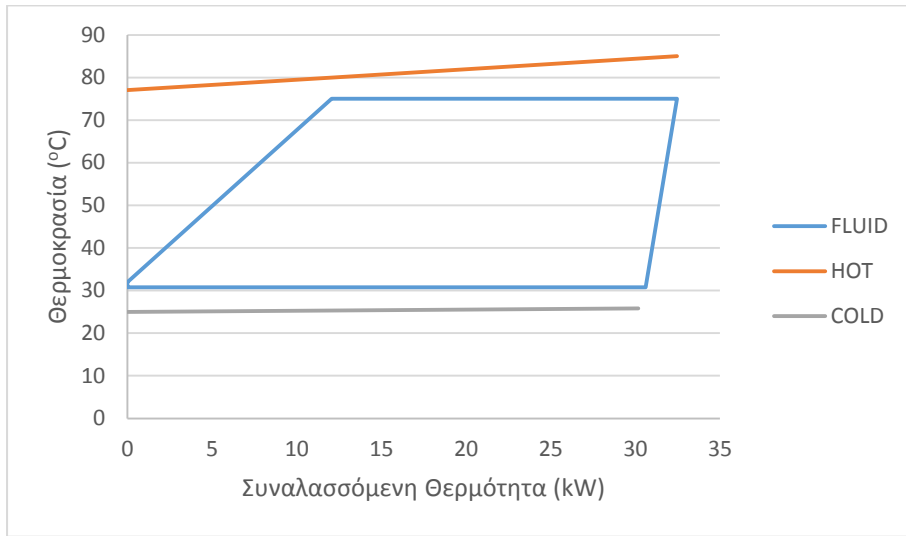
Πίνακας 5.5 – Αποτελέσματα εφαρμογής ORC σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο το R134a

Αποτελέσματα Εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R134A	
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	1.967 %
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	3.039 %
Εξεργειακός Βαθμός απόδοσης ORC	5.671 %
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης ORC	3.859 %
Καθαρή παραγόμενη ισχύς	0.986 kW
Υψηλή πίεση λειτουργίας	2.364 MPa
Χαμηλή πίεση λειτουργίας	0.788 MPa
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου	0.176 kg/s
Παροχή μάζας νερού στους συλλέκτες	0.971 kg/s
Παροχή μάζας νερού στο συμπυκνωτή	9.027 kg/s
Παροχή όγκου μετά την εκτόνωση	16.403 m ³ /h
Ποιότητα ατμού στην έξοδο του εκτονωτή	0.995
GWP	1430
ODP	0
Ασφάλεια-τοξικότητα	A1

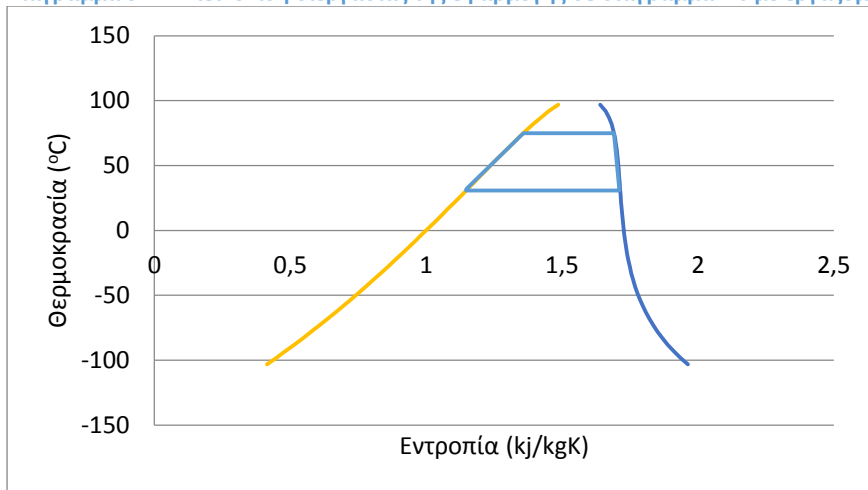
Διάγραμμα 5.9 Μερίδιο απώλειας εξέργειας για κάθε στοιχείο του κύκλου με εργαζόμενο μέσο το R134A



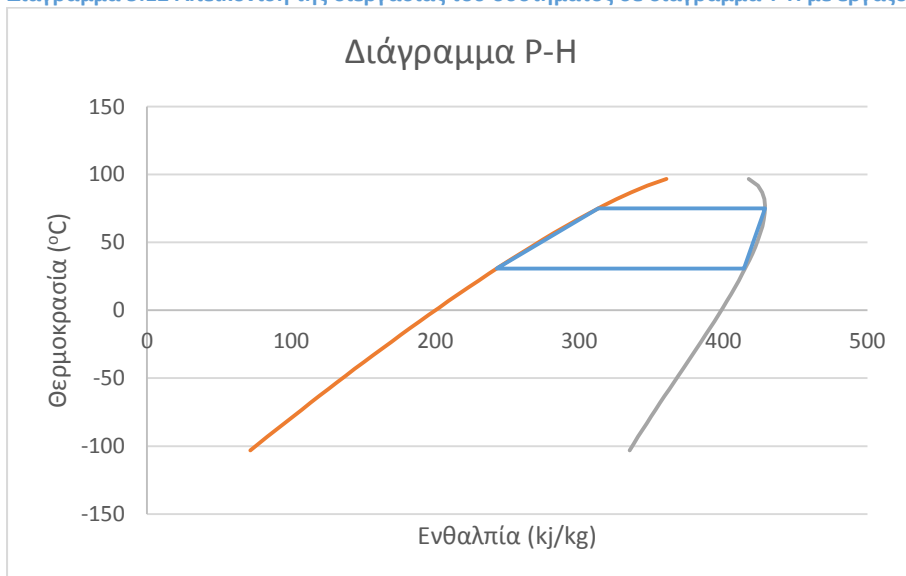
Διάγραμμα 5.10 Απεικόνιση μεταφοράς θερμότητας από και προς το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το R134A



Διάγραμμα 5.11 Απεικόνιση διεργασίας της εφαρμογής σε διάγραμμα T-s με εργαζόμενο μέσο το R134A



Διάγραμμα 5.12 Απεικόνιση της διεργασίας του συστήματος σε διάγραμμα T-h με εργαζόμενο μέσο το R134A



6 Αντικατάσταση οργανικού μέσου R134A

6.1 Εισαγωγή

Λόγω της ανησυχίας για τη συνεχόμενη αύξηση της θερμοκρασίας της ατμόσφαιρας, εργαζόμενα μέσα με υψηλές τιμές ODP και GWP δεν πρέπει να χρησιμοποιούνται και αναμένεται να αποσυρθούν τα επόμενα χρόνια. Ένα από αυτά τα μέσα είναι και το R134A όπου στο εγγύς μέλλον θα πρέπει να αντικατασταθεί. (Οδηγία ευρωπαϊκής ένωσης 517/2014). Ένα καθαρό οργανικό μέσο το οποίο φαίνεται να μπορεί να αντικαταστήσει το R134A είναι το R1234YF (Union, 2014). Ιδιαίτερο ενδιαφέρον τα τελευταία χρόνια παρουσιάζει επίσης η χρήση οργανικών μιγμάτων.

6.2 Οργανικά μίγματα

Τα οργανικά μίγματα φαίνεται να μπορούν να αποδώσουν καλύτερα σε οργανικούς κύκλους Rankine της απόδοσης θερμότητας στον εναλλάκτη και της απόρριψης θερμότητας στο συμπυκνωτή, οι οποίες δεν γίνονται υπό σταθερή θερμοκρασία. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την καλύτερη αντιστοιχία του προφίλ θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου με το προφίλ θερμοκρασίας του μέσου αεριοποίησης και ψύξης (M.Chys, 2012). Για χαμηλής θερμοκρασίας ηλιακά συστήματα οι Wang κ.α. (X.D Wang, 2009) σύγκριναν τρία διαφορετικής σύστασης μίγματα του ξηρού οργανικού R245FA και του υγρού οργανικού R152A, με το καθαρό μέσο R245FA, σε σύστημα με θερμοκρασία ατμοποίησης 85°C και συμπύκνωσης 25°C. Το κύριο πλεονέκτημα του συστήματος ήταν το κόστος, αφού μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν εκτονωτές μικρότερου λογού εκτόνωσης και ως εκ τούτου περισσότερα εργαζόμενα μέσα. Σε μία πειραματική μελέτη από τους ίδιους, ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών και ο συνολικός βαθμός απόδοσης για ζεοτροπικά μίγματα R245FA/R152A αυξήθηκε σε σχέση με το καθαρό οργανικό μέσο R245FA. Με χρήση οργανικού μίγματος, παρατηρήθηκε αύξηση μέχρι και 29,1% στη παραγωγή ενέργειας (J.L. Wang, 2010). Σε μελέτη που έκαναν οι Chys κ.α (M.Chys, 2012), η χρήση κατάλληλων ζεοτροπικών μιγμάτων ως εργαζόμενα μέσα έδειξε αύξηση στο βαθμό απόδοσης του κύκλου ORC μέχρι 15,7% και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης μέχρι 12,3% για πηγές θερμοκρασίας 150°C. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες (250°C) η αύξηση στην απόδοση δεν είναι τόσο μεγάλη, με τον βαθμό απόδοσης του κύκλου ORC να αυξάνεται κατά 6,0% και τον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης κατά 5,5%. Στο πίνακα 6.1 παρατίθενται διάφορα προκαθορισμένα μίγματα τα οποία βρίσκονται στο λογισμικό REFPROP 9.0. Στο πίνακα 6.2 παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των μιγμάτων και οι ιδιότητες ασφάλειας και φιλικότητας προς το περιβάλλον.

Πίνακας 6.1 Προκαθορισμένα οργανικά μίγματα και σύστασή τους (REFPROP 9.0)

	MIXTURE	COMPONENTS	COMPOSITION
1	R401A	R22/R152a/R124	53/13/34
2	R401B	R22/R152a/R124	61/11/28
3	R401C	R22/R152a/R124	33/15/52
4	R402B	R125/Propane/R22	38/2/60
5	R403A	Propane/R22/R218	5/75/20
6	R405A	R22/R152a/R142b/RC318	45/7/5.5/42.5
7	R406A	R22/Isobutane/R142b	55/4/41
8	R407A	R32/R125/R134a	20/40/40
9	R407C	R32/R125/R134a	23/25/52
10	R407D	R32/R125/R134a	15/15/70
11	R407E	R32/R125/R134a	25/15/60
12	R408A	R125/R143a/R22	7/46/47
13	R409A	R22/R124/R142b	60/25/15
14	R409B	R22/R124/R142b	65/25/10
15	R411A	Propylene/R22/R152a	1.5/87.5/11
16	R411B	Propylene/R22/R152a	3/94/3
17	R412A	R22/R218/R142b	70/5/25
18	R413A	R218/R134a/Isobutane	9/88/3
19	R414A	R22/R124/Isobutane/R142b	51/28.5/4/16.5
20	R414B	R22/R124/Isobutane/R142b	50/39/1.5/9.5
21	R415A	R22/R152a	82/18
22	R415B	R22/R152a	25/75
23	R416A	R134a/R124/Butane	59/39.5/1.5
24	R417A	R125/R134a/Butane	46.6/50/3.4
25	R418A	Propane/R22/R152a	1.5/96/2.5
26	R419A	R125/R134a/DME	77/19/4
27	R420A	R134a/R142b	88/12
28	R421A	R125/R134a	58/42
29	R422B	R125/R134a/Isobutane	55/42/3
30	R422D	R125/R134a/Isobutane	65.1/31.5/3.4
31	R423A	R134a/R227ea	52.5/47.5
32	R424A	R125/R134a/Isobutane/Butane/ Isopentane	50.5/47.9/1/0.6
33	R425A	R32/R134a/R227ea	18.5/69.5/12
34	R426A	R125/R134a/Butane/Isopentane	5.1/93/1.3/0.6
35	R427A	R32/R125/R143a/R134a	15/25/10/50
36	R429A	Dimethyl ether/R152a/Isobutane	60/10/30
37	R430A	R152a/Isobutane	76/24
38	R431A	Propane/R152a	71/29
39	R432A	Propylene/Dimethyl ether	80/20
40	R433A	Propylene/Propane	30/70
41	R435A	Dimethyl ether/R152a	80/20
42	R436A	Propane/Isobutane	56/44
43	R436B	Propane/Isobutane	52/48
44	R437A	R125/R134a/Butane/Pentane	19.5/78.5/1.4/0.6
45	R438A	R32/R125/R134a/Butane/Isopentane	8.5/45/44.2/1.7/0.6
46	R500	R12/R152a	73.8/26.2
47	R501	R22/R12	75/25
48	R502	R22/R115	48.8/51.2
49	R510A	Dimethyl ether/Isobutane	88/12

Πίνακας 6.2 Θερμοφυσικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες ασφάλειας και φιλικότητας προς το περιβάλλον για τα προκαθορισμένα οργανικά μίγματα (J.MM Calm, 2011)

		TCRIT	PCRIT	tb	MOLECULAR MASS	SAFETY GROUP	ODP	GWP
1	R401A	107.34	4.61	-27.19	94.44	A1	0.028	1200
2	R401B	105.57	4.69	-28.98	92.84	A1	0.03	1300
3	R401C	111.73	4.37	-22.75	101.03	A1	0.024	930
4	R402B	82.89	4.52	-44.83	94.71	A1	0.024	2400
5	R403A	86.97	4.71	-44.30	91.98	A1	0.03	3100
6	R405A	106.14	4.28	-24.22	111.91		0.021	5300
7	R406A	116.85	4.86	-23.28	89.86	A2	0.047	1900
8	R407A	82.26	4.52	-38.59	90.11	A1	0	2100
9	R407C	86.03	4.63	-36.63	86.20	A1	0	1700
10	R407D	91.37	4.47	-32.61	90.96	A1	0	1600
11	R407E	88.46	4.70	-35.49	83.78	A1	0	1500
12	R408A	83.14	4.29	-44.12	87.01	A1	0.019	3000
13	R409A	109.26	4.70	-25.96	97.43	A1	0.038	1600
14	R409B	106.92	4.73	-27.86	96.67	A1	0.037	1500
15	R411A	99.11	4.95	-36.61	82.36			
16	R411B	95.93	4.94	-40.02	83.07			
17	R412A	107.17	4.90	-28.69	92.17	A2	0.043	2200
18	R413A	96.58	4.02	-28.06	103.95	A2	0	2000
19	R414A	112.68	4.68	-24.40	96.93	A1	0.036	1500
20	R414B	110.99	4.59	-24.35	101.59	A1	0.034	1300
21	R415A	101.97	4.96	-34.20	81.91	A2	0.033	1500
22	R415B	111.37	4.65	-25.85	70.19	A2	0.01	550
23	R416A	107.08	3.98	-22.07	111.92	A1	0.08	1100
24	R417A	87.14	4.04	-34.08	106.75	A1	0	2300
25	R418A	96.20	4.98	-39.97	84.59	A2	0.038	1700
26	R419A	82.07	3.94	-35.85	109.34	A2	0	2900
27	R420A	104.76	4.09	-24.18	101.85	A1	0.007	1500
28	R421A	82.78	3.92	-35.36	111.75	A1	0	2600
29	R422B	83.22	3.96	-35.89	108.52	A1	0	2500
30	R422D	79.58	3.91	-38.34	109.94	A1	0	2700
31	R423A	99.14	3.56	-23.51	125.96	A1	0	2400
32	R424A	85.89	4.00	-34.34	108.41	A1	0	2400
33	R425A	93.88	4.50	-31.33	90.31	A1	0	1500
34	R426A	99.84	4.09	-27.01	101.56	A1	0	1400
35	R427A	85.32	4.39	-36.20	90.44	A1	0	2100
36	R429A	123.51	4.86	-24.90	50.76	A3	0	20
37	R430A	107.01	4.09	-27.41	63.96	A3	0	110
38	R431A	100.28	4.90	-43.21	48.80	A3	0	53
39	R432A	97.32	4.76	-42.45	42.82	A3	0	16
40	R433A	94.43	4.35	-44.04	43.47	A3	0	20
41	R435A	125.15	5.38	-25.80	49.04	A3	0	27
42	R436A	115.90	4.27	-26.11	49.33	A3	0	20
43	R436B	117.44	4.25	-24.97	49.87	A3	0	20
44	R437A	96.26	4.09	-28.05	103.71	A1	0	1700
45	R438A	85.27	4.30	-36.14	99.10	A1	0	2200
46	R500	102.09	4.17	-33.60	99.30	A1	0.605	8100
47	R501	95.87	4.76	-40.56	93.10	A1	0.235	4100
48	R502	81.51	4.02	-45.08	111.63	A1	0.311	4600
49	R510A	125.67	5.12	-24.90	47.24	A3	0	3

6.3 Αντικατάσταση R134A με προκαθορισμένο οργανικό μείγμα στην εφαρμογή με ηλιακούς συλλέκτες

Όπως φαίνεται από τον πίνακα 6.2 τα περισσότερα προκαθορισμένα μίγματα που υπάρχουν, έχουν υψηλές τιμές GWP και αρκετά από αυτά παρουσιάζουν ODP. Επίσης από τον πίνακα 6.2 παρατηρούμε πως όσα μίγματα έχουν πολύ χαμηλές τιμές GWP είναι κατηγορίας A3 και η χρήση τους απαιτεί την προσθήκη ασφαλιστικών μέτρων. Στο παρόν στάδιο της ανάλυσης απορρίφθηκαν τα οργανικά μίγματα που παρουσιάζουν ODP και στο πίνακα 6.3 παρουσιάζονται τα μίγματα τα οποία μελετήθηκαν στην εφαρμογή του κεφαλαίου 5.

Πίνακας 6.3 Επιλεγμένα οργανικά μίγματα για μελέτη τους στην εφαρμογή

Μίγμα	T _{CR} (°C)	P _{CRIT} (MPa)	T _b (°C)	Μοριακή Μάζα (kg/kmol)	Κατηγορία Ασφάλειας	ODP	GWP (100yr)	Συστατικά	Σύσταση
1 R407C	86.03	4.63	-36.63	86.20	A1	0	1700	R32/R125/R134a	23/25/52
2 R407D	91.37	4.47	-32.61	90.96	A1	0	1600	R32/R125/R134a	15/15/70
3 R407E	88.46	4.70	-35.49	83.78	A1	0	1500	R32/R125/R134a	25/15/60
4 R411A	99.11	4.95	-36.61	82.36				Propylene/R22/R152a	1.5/87.5/11
5 R411B	95.93	4.94	-40.02	83.07				Propylene/R22/R152a	3/94/3
6 R420A	104.76	4.09	-24.18	101.85	A1	0.007	1500	R134a/R142b	88/12
7 R425A	93.88	4.50	-31.33	90.31	A1	0	1500	R32/R134a/R227ea	18.5/69.5/12
8 R426A	99.84	4.09	-27.01	101.56	A1	0	1400	R125/R134a/Butane/Isopentane	5.1/93/1.3/0.6
9 R429A	123.51	4.86	-24.90	50.76	A3	0	20	Dimethyl ether/R152a/Isobutane	60/10/30
10 R430A	107.01	4.09	-27.41	63.96	A3	0	110	R152a/Isobutane	76/24
11 R431A	100.28	4.90	-43.21	48.80	A3	0	53	Propane/R152a	71/29
12 R432A	97.32	4.76	-42.45	42.82	A3	0	16	Propylene/Dimethyl ether	80/20
13 R433A	94.43	4.35	-44.04	43.47	A3	0	20	Propylene/Propane	30/70
14 R435A	125.15	5.38	-25.80	49.04	A3	0	27	Dimethyl ether/R152a	80/20
15 R436A	115.90	4.27	-26.11	49.33	A3	0	20	Propane/Isobutane	56/44
16 R436B	117.44	4.25	-24.97	49.87	A3	0	20	Propane/Isobutane	52/48
17 R437A	96.26	4.09	-28.05	103.71	A1	0	1700	R125/R134a/Butane/Pentane	19.5/78.5/1.4/0.6
18 R510A	125.67	5.12	-24.90	47.24	A3	0	3	Dimethyl ether/Isobutane	88/12

6.4 Αποτελέσματα

Με τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας της εφαρμογής του κεφαλαίου 5 με εργαζόμενο μέσο το R134A και υποθέτοντας ίδιες αποδόσεις όλων των στοιχείων του κύκλου, μόνο το R420A μπορεί να χρησιμοποιηθεί από τα μίγματα που βρίσκονται στο πίνακα 6.3. Αυτό συμβαίνει επειδή ο λόγος εκτόνωσης είναι μεγάλος για τα μίγματα και φτάνουν σε θερμοκρασίες κοντά ή κάτω από την ατμοσφαιρική. Στο πίνακα 9.2 βρίσκονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά όλων των σημείων του κύκλου

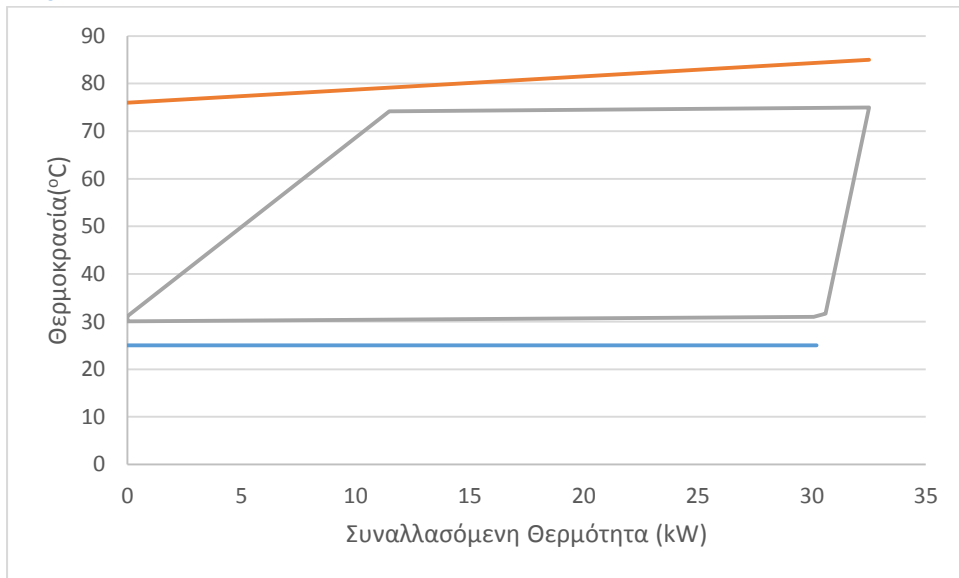
Σύγκριση

Πίνακας 6.4 – Σύγκριση απόδοσης R134A και R420A

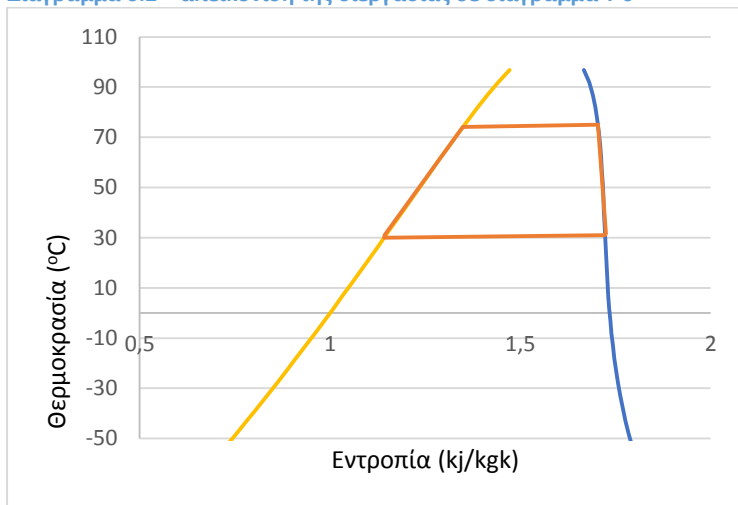
	R134A	R420A	Ποσοστιαία μεταβολη(%)
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	1.967 %	2.099 %	6.730
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	3.039 %	3.204 %	5.420
Εξεργειακός Βαθμός απόδοσης ORC	5.671 %	6.558%	15.637
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης ORC	3.859 %	3.927 %	1.765
Καθαρή παραγόμενη ισχύς	0.986 kW	1.042 kW	5.640
Υψηλή πίεση λειτουργίας	2.364 MPa	2.196 MPa	-7.118
Χαμηλή πίεση λειτουργίας	0.788 MPa	0.732 MPa	-7.118
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου	0.176 kg/s	0.171 kg/s	-2.883
Παροχή μάζας νερού στο συλλέκτης	0.971 kg/s	0.859 kg/s	-11.547
Παροχή μάζας νερού στο συμπυκνωτή	9.027 kg/s	7.414 kg/s	-17.871
Παροχή όγκου μετά την εκτόνωση	16.403 m ³ /h	17.554 m ³ /h	7.015
Ποιότητα ατμού στην έξοδο του εκτονωτή	0.995	1.000	-
GWP	1430	1500	-
ODP	0	0,007	-
Ασφάλεια-τοξικότητα	A1	A1	-

Βλέπουμε πως το μείγμα R420A αποδίδει καλύτερα στην εφαρμογή, με μοναδικό αρνητικό στοιχείο το μεγαλύτερο όγκο του (7%), όμως έχει μικρότερες πιέσεις λειτουργίας και αυξημένη κατά 5,6% παραγωγή ενέργειας. Τα επίπεδα GWP παραμένουν το ίδιο ψηλά. Στα πιο κάτω διαγράμματα παρουσιάζεται η μετάδοση θερμότητας κατά τη διεργασία (7.1) και η διεργασία σε διάγραμμα T-s (7.2). Εύκολα παρατηρείται η καλύτερη αντιστοιχία του προφίλ των θερμοκρασιών των ρευμάτων του οργανικού μέσου με τα ρεύματα του ζεστού νερού και του νερού ψύξης. Στο πίνακα 9.4 του παραρτήματος βρίσκεται η εξεργειακή ανάλυση του κύκλου με εργαζόμενο μέσο το R420A

Διάγραμμα 6.1 – Απεικόνιση μεταφοράς θερμότητας από και προς το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το μίγμα R420A



Διάγραμμα 6.2 – απεικόνιση της διεργασίας σε διάγραμμα T-s



Μικρότερος λόγος εκτόνωσης

Όπως αναφέρει ο Wang κ.α. (X.D Wang, 2009) ένα πλεονέκτημα της χρήσης ζεοτροπικών μιγμάτων είναι η δυνατότητα χρήσης εκτονωτών με μικρότερο λόγο εκτόνωσης. Με αυτό τον τρόπο το κόστος της εγκατάστασης μειώνεται και μπορούν να χρησιμοποιηθούν περισσότερα μίγματα. Έτσι υποτίθεται λόγος πίεσης 2,75 αντί 3 και οι υπόλοιπες συνθήκες της εφαρμογής παρέμειναν αμετάβλητες. Με μικρότερο λόγο εκτόνωσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί και το «καθαρό» μέσο R123YF.

Πιο κάτω παρατίθενται τα οργανικά μίγματα τα οποία μπορούν χρησιμοποιηθούν σε συνθήκες λόγου εκτόνωσης 2,75 με πρώτο το αποδοτικότερο σε καθαρή ισχύ.

Πίνακας 6.5 – Αποτελέσματα εφαρμογής οργανικών μιγμάτων με λόγο εκτόνωσης 2,75

Μίγμα	η_{ex} (%)	Καθαρή Ισχύς (kW)	Ισχύς (kW)	η_{thORC} (%)	$\eta_{th_{system}}$
R429A	<u>2.150</u>	<u>1.061</u>	<u>1.524</u>	<u>4.049</u>	<u>3.268</u>
R510A	<u>2.062</u>	<u>1.024</u>	<u>1.524</u>	<u>4.097</u>	<u>3.161</u>
R435A	<u>2.061</u>	<u>1.023</u>	<u>1.522</u>	<u>4.069</u>	<u>3.158</u>
R430A	<u>1.928</u>	<u>0.967</u>	<u>1.515</u>	<u>3.841</u>	<u>2.982</u>
R420A	<u>1.897</u>	<u>0.947</u>	<u>1.449</u>	<u>3.654</u>	<u>2.914</u>
R437A	<u>1.869</u>	<u>0.937</u>	<u>1.464</u>	<u>3.455</u>	<u>2.871</u>
R426A	<u>1.806</u>	<u>0.910</u>	<u>1.458</u>	<u>3.543</u>	<u>2.799</u>

Μίγμα	P_{max} (MPa)	P_{min} (MPa)	m_{wf} (kg/s)	m_{hw} (kg/s)	m_{cw} (kg/s)	V_2 (m ³ /h)	Ποιότητα
R429A	<u>1.941</u>	<u>0.706</u>	<u>0.086</u>	<u>0.926</u>	<u>3.151</u>	<u>19.076</u>	<u>1.000</u>
R510A	<u>1.985</u>	<u>0.722</u>	<u>0.080</u>	<u>1.106</u>	<u>2.950</u>	<u>18.488</u>	<u>1.000</u>
R435A	<u>2.089</u>	<u>0.760</u>	<u>0.084</u>	<u>1.077</u>	<u>2.774</u>	<u>17.524</u>	<u>0.993</u>
R430A	<u>2.177</u>	<u>0.792</u>	<u>0.116</u>	<u>1.017</u>	<u>3.096</u>	<u>17.160</u>	<u>0.993</u>
R420A	<u>2.196</u>	<u>0.798</u>	<u>0.175</u>	<u>0.879</u>	<u>1.793</u>	<u>16.402</u>	<u>1.000</u>
R437A	<u>2.574</u>	<u>0.936</u>	<u>0.190</u>	<u>0.698</u>	<u>1.874</u>	<u>14.359</u>	<u>0.987</u>
R426A	<u>2.430</u>	<u>0.884</u>	<u>0.182</u>	<u>0.884</u>	<u>1.948</u>	<u>15.045</u>	<u>0.993</u>

Παρατηρούμε πως μέσα όπως το R429A, το R510A και R435A ενώ λειτουργούν με μικρότερο λόγο εκτόνωσης παράγουν μέχρι και 7,6 % περισσότερη καθαρή ισχύ και σε μικρότερες πιέσεις λειτουργίας έναντι του R134A σε λόγο εκτόνωσης 3. Το γεγονός αυτό κάνει την εγκατάσταση οικονομικότερη σε σχέση με τα υλικά. Είναι φιλικότερα προς το περιβάλλον όμως για τη λειτουργία τους είναι απαραίτητη η χρήση ασφαλιστικών μέτρων αφού είναι κατηγορίας A3. Τα μίγματα R420A, R437A και R426A δεν είναι τόσο αποδοτικά σε μικρότερο λόγο εκτόνωσης και είναι εξίσου βλαβερά για το περιβάλλον

Πιο κάτω παρατίθενται δύο πίνακες σύγκρισης του οργανικού μίγματος R429A με το R134A. Στο πίνακα 6.6 είναι η απόδοση του οργανικού μέσου R134A με λόγο εκτόνωσης 3 και στο πίνακα 6.7 με βαθμό εκτόνωσης 2,75.

Πίνακας 6.6 – Σύγκριση απόδοσης R429A και R134A σε λόγο εκτόνωσης 3

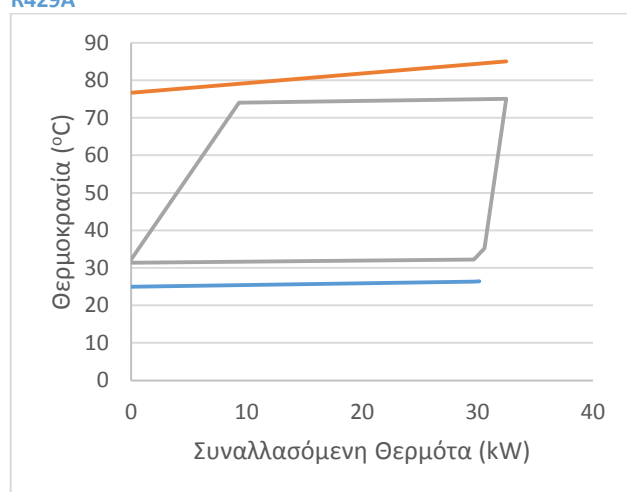
	R134A	R429A	Ποσοστιαία μεταβολή (%)
Λόγος εκτόνωσης	3	2,75	
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	1.967 %	2.150 %	9.348
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	3.039 %	3.268 %	7.547
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ORC	5.671 %	6.300 %	11.083
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης ORC	3.859 %	4.049 %	4.940
Καθαρή παραγόμενη ισχύς	0.986 kW	1.061 kW	7.630
Υψηλή πίεση λειτουργίας	2.364 MPa	1.941 MPa	-17.895
Χαμηλή πίεση λειτουργίας	0.788 MPa	0.706 MPa	-10.430
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου	0.176 kg/s	0.086 kg/s	-51.216
Παροχή μάζας νεροιού στου συλλέκτες	0.971 kg/s	0.926 kg/s	-4.631
Παροχή μάζας νεροιού στο συμπυκνωτή	9.027 kg/s	3.151 kg/s	-65.097
Παροχή όγκου μετά την εκτόνωση	16.403 m ³ /h	19.076 m ³ /h	16.296
Ποιότητα ατμού στην έξοδο του εκτονωτή	0.995	1.000	-
GWP	1430	20	-
ODP	0	0	-
Ασφάλεια-τοξικότητα	A1	A3	-

Παρατηρούμε πως με εργαζόμενο μέσο το R429A εκτός από μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης έχουμε και μικρότερες πιέσεις λειτουργίας και μικρότερες παροχές. Αυτά κάνουν το κόστος της εγκατάστασης να είναι μικρότερο. Η σύγκριση με το R429A γίνεται για λόγους πληρέστερης εικόνας χρήσης οργανικών μιγμάτων μιας και το R429A δεν είναι κατάλληλο για τέτοιες εφαρμογές λόγο υψηλής αναφλεξιμότητας. Στο πίνακα 9.5 του παραρτήματος βρίσκεται ο πίνακας εξεργειακής ανάλυσης της εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R429A και λόγο εκτόνωσης 2.75.

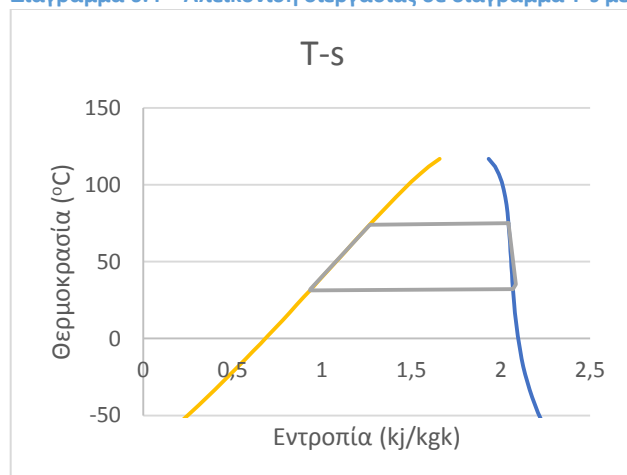
Πίνακας 6.7- Σύγκριση απόδοσης R429A με R134A σε λόγο εκτόνωσης 2,75

	R134A 2.75	R429A 2.75	Ποσοστιαία μεταβολή (%)
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	1.763 %	2.150 %	21.956
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	2.743 %	3.268 %	19.131
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ORC	5.136 %	6.300 %	22.652
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης ORC	3.488 %	4.049 %	16.085
Καθαρή παραγόμενη ισχύς	0.892 KW	1.061 kW	19.037
Υψηλή πίεση λειτουργίας	2.364 MPa	1.941 MPa	-17.895
Χαμηλή πίεση λειτουργίας	0.860 MPa	0.706 MPa	-17.895
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου	0.211 kg/s	0.086 kg/s	-59.309
Παροχή μάζας νεριού στου συλλέκτες	0.884 kg/s	0.926 kg/s	4.750
Παροχή μάζας νεριού στο συμπυκνωτή	3.565kg/s	3.151 kg/s	-11.635
Παροχή όγκου μετά την εκτόνωση	15.335 m ³ /h	19.076 m ³ /h	24.396
Ποιότητα ατμού στην έξοδο του εκτονωτή	0.994	1.000	0.635
GWP	1430	20	-
ODP	0	0	-
Ασφάλεια-τοξικότητα	A1	A3	-

Διάγραμμα 6.3 – Απεικόνιση μεταφοράς θερμότητας από και προς το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το μίγμα R429A



Διάγραμμα 6.4 – Απεικόνιση διεργασίας σε διάγραμμα T-s με εργαζόμενο μέσο το μίγμα R429A



6.5 Αντικατάσταση οργανικού μέσου R134A με το οργανικό μέσο R1234YF

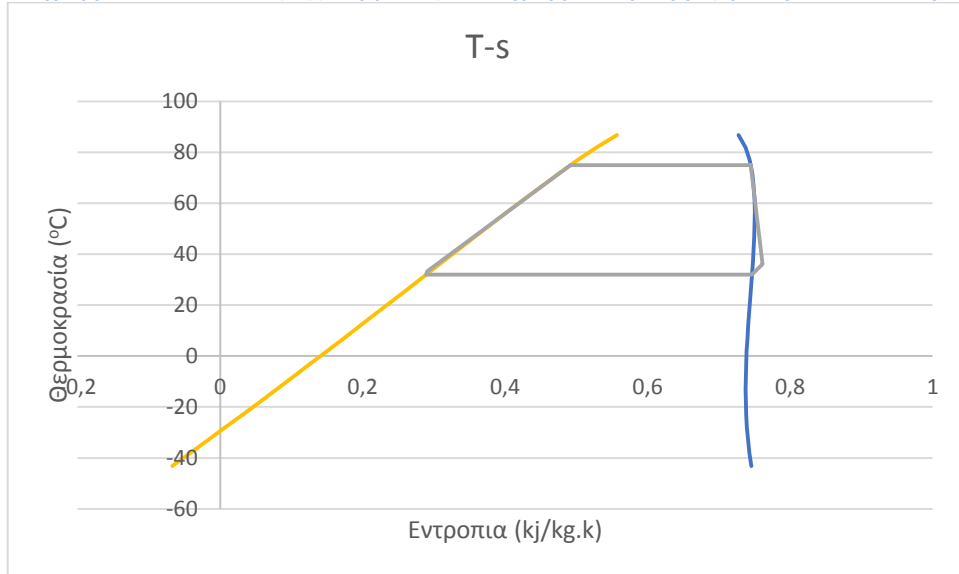
Στο πίνακα 6.8 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά λειτουργίας των εργαζόμενων μέσων R134A και R1234yf με λόγο εκτόνωσης του εκτονωτή 2.75. Στα διαγράμματα 6.5 και 6.6 απεικονίζεται η διεργασία με εργαζόμενο μέσο το R1234yf σε διάγραμμα T-s και Q-T αντίστοιχα.

Συγκρίνοντας την απόδοση του καθαρού εργαζόμενου μέσου R1234yf με την απόδοση του R134A σε λόγο εκτόνωσης 2.75, παρατηρούμε πως η απόδοση των δύο μέσων είναι περίπου στα ίδια επίπεδα. Το R1234yf έχει λίγο μεγαλύτερη παροχή όγκου στην εκτόνωση, όμως εκτονώνεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού το οποίο δεν προκαλεί προβλήματα διάβρωσης στον εκτονωτή. Το R1234yf είναι πολύ φιλικό στο περιβάλλον όμως είναι κατηγορίας A2L. Όντως το R1234yf μπορεί μελλοντικά να αντικαταστήσει το R134A λόγω φιλικότητας του προς το περιβάλλον όμως θα πρέπει να ληφθούν υπόψη κάποια ασφαλιστικά μέτρα. Στο πίνακα 9.5 του παραρτήματος βρίσκεται ο πίνακας εξεργειακής ανάλυσης της εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R1234yf και λόγο εκτόνωσης 2.75 και στο πίνακα 9.3 τα θερμοδυναμικά στοιχεία για όλα τα σημεία της εφαρμογής.

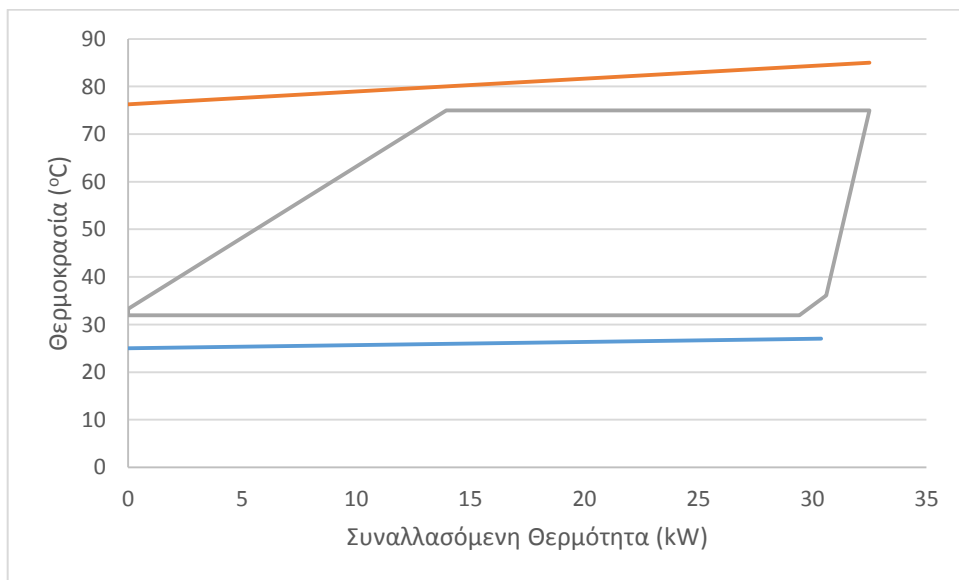
Πίνακας 6.8 – Σύγκριση απόδοσης R134A και R1234YF με λόγο εκτόνωσης 2,75

	R134A	r1234yf	Ποσοστιαία μεταβολή (%)
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	1.763 %	1.754 %	-0.498
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος	2.747 %	2.743 %	-0.125
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ORC	5.136 %	5.584 %	8.731
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης ORC	3.587 %	3.488 %	-2.749
Καθαρή παραγόμενη ισχύς	0.891 %	0.892 %	0.069
Υψηλή πίεση λειτουργίας	2.364 MPa	2.272 MPa	-3.885
Χαμηλή πίεση λειτουργίας	0.860 MPa	0.826 MPa	-3.885
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου	0.180 kg/s	0.211 kg/s	17.058
Παροχή μάζας νερού του συλλέκτη	0.995 kg/s	0.884 kg/s	-11.105
Παροχή μάζας νερού στο συμπυκνωτή	1.869 kg/s	3.565 kg/s	90.721
Παροχή όγκου μετά την εκτόνωση	15.335 m ³ /h	16.884 m ³ /h	10.102
Ποιότητα ατμού στην έξοδο του εκτονωτή	0.994	1.000	0.635
GWP	1430	4.4	-
ODP	0	0	-
Ασφάλεια-τοξικότητα	A1	AL2	-

Διάγραμμα 6.5- Απεικόνιση της διεργασίας σε διάγραμμα T-s με εργαζόμενο μέσο το R1234yf



Διάγραμμα 6.6 - Απεικόνιση μεταφοράς θερμότητας από και προς το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το μίγμα R1234yf



6.6 Συμπεράσματα

Γενικά βλέπουμε πως τα μίγματα όντως μπορούν να είναι αποδοτικότερα σε σχέση με τα καθαρά εργαζόμενα μέσα. Στη συγκεκριμένη εγκατάσταση που μελετάται τα προκαθορισμένα μίγματα που μπορούν να χρησιμοποιηθούν και να παράγουν μεγαλύτερη ισχύ με χρήση εκτονωτή μικρότερου λόγου πίεσης, είναι πολύ εύφλεκτα (κατηγορίας A3). Σε μεγαλύτερες εγκαταστάσεις όπου η παραγόμενη ισχύς θα είναι περισσότερη, μπορεί το κόστος από τη χρήση τέτοιων μιγμάτων να είναι οικονομικά αποδεκτό. Όπως προτείνεται από οδηγίες της ευρωπαϊκής ένωσης αλλά και από κατασκευαστές το νέο οργανικό μέσο R1234YF μπορεί να αντικαταστήσει το R134A σε διάφορα συστήματα.

7 Γενικά Συμπεράσματα

Η ανάγκη μείωσης της μόλυνσης του περιβάλλοντος και μείωσης της χρήση ορυκτών καυσίμων τα τελευταία χρόνια, οδήγησε στην αναζήτηση νέων τεχνολογιών παραγωγής ενέργειας και ηλεκτρισμού. Μία τεχνολογία που μπορεί να εκμεταλλεύεται θερμική ενέργεια από διάφορες πηγές σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών, είναι οι μονάδες ORC. Οι μονάδες αυτές χρησιμοποιούν ως εργαζόμενα μέσα οργανικά μέσα, σε αντίθεση με μονάδες που χρησιμοποιούν νερό ως εργαζόμενο μέσο, μπορούν να είναι μικρές και να εφαρμοστούν σε διάφορες εγκαταστάσεις όπως γεωθερμία, καύση βιομάζας, ηλιακά συστήματα και άλλα. Μονάδες ORC κυκλοφορούν στην αγορά από διάφορες εταιρίες και αναλόγως της εγκατάστασης και της απαιτούμενης παραγόμενης ενέργειας, μπορεί να παραχθεί ισχύς από μερικές εκατοντάδες kW μέχρι MW. Μονάδες ORC μικρής κλίμακας παραγωγής ισχύος μερικών kW είναι υπό μελέτη και δεν είναι ακόμα διαθέσιμες στην αγορά.

Κατά την μελέτη και κατασκευή συστημάτων ORC ένα πολύ κρίσιμο κομμάτι είναι η επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου. Δεν υπάρχει καταλληλότερο εργαζόμενο μέσο για τις διάφορες εφαρμογές, έτσι κάθε φορά το επιλεγμένο εργαζόμενο μέσο προκύπτει μέσα από τα κριτήρια και τους περιορισμούς που τίθενται. Τα κριτήρια διαφέρουν αναλόγως του μεγέθους της εγκατάστασης και της εφαρμογής. Μέσω της μελέτης που έγινε στα πλαίσια της συγκεκριμένης διπλωματικής εργασίας για μικρές εγκαταστάσεις με ηλιακά συστήματα, καταλληλότερο οργανικό μέσο φαίνεται να είναι το R134A. Τα R152A, R1234YF μπορούν να χρησιμοποιηθούν όμως είναι μερικώς εύφλεκτα (κατηγορίας A2). Το R245FA που είναι τοξικό (κατηγορίας B1) και τα butane, isobutene, trans-butene τα οποία είναι πολύ εύφλεκτα (κατηγορία A3) θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν.

Παρόλο που η χρήση αναθέρμανσης ή δοχείων ανάμιξης αυξάνουν την απόδοση του απλού κύκλου Rankine σε διάφορες εγκαταστάσεις, η χρήση τέτοιων επιπρόσθετων συσκευών σε οργανικούς κύκλους Rankine δεν φαίνεται να είναι τόσο ωφέλιμη. Η εξεργειακή ανάλυση που πραγματοποιήθηκε, έδειξε πως για μικρά συστήματα εκμετάλλευσης θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών (κάτω από 100 °C), είναι προτιμότερη η χρήση του απλού κύκλου Rankine. Αυτό συμβαίνει κυρίως λόγω του επιπρόσθετου κόστους των συσκευών που προστίθενται στους βελτιωμένους κύκλους.

Η εφαρμογή του οργανικού κύκλου σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο το R134A έδειξε πως η συσκευή με την μεγαλύτερη απώλεια εξέργειας και την μεγαλύτερη επίδραση στην απόδοση του συστήματος είναι οι ηλιακοί συλλέκτες.

Λόγω της αυξανόμενης ανησυχίας για την υπερθέρμανση του πλανήτη και βάσει των οδηγιών που εκδίδονται, το R134A θα πρέπει να αντικατασταθεί τα επόμενα χρόνια. Η αντικατάσταση του μπορεί να γίνει είτε από άλλα καθαρά οργανικά μέσα όπως είναι το R1234YF είτε από οργανικά μίγματα. Τα οργανικά μίγματα αεριοποιούνται και συμπυκνώνονται σε μεταβαλλόμενη θερμοκρασία έτσι επιτυγχάνεται καλύτερη αντιστοιχία των προφίλ των θερμοκρασιών της πηγής αεριοποίησης και συμπύκνωσης.

Έτσι αποδίδουν καλύτερα και μπορούν να μειώσουν το κόστος ενός συστήματος αφού λειτουργούν το ίδιο και σε μικρότερες πιέσεις λειτουργίας.

Στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία μελετήθηκε η πιθανότητα αντικατάστασης του οργανικού μέσου R134A για την εφαρμογή σε σύστημα με ηλιακούς συλλέκτες, με προκαθορισμένο μίγμα ή το καθαρό μέσο R1234YF. Κάποια προκαθορισμένα μίγματα μπορεί να αποδώσουν καλύτερα από το R134A όμως είτε έχουν υψηλό αριθμό GWP είτε είναι πολύ εύφλεκτα (κατηγορίας A3). Το οργανικό μέσο R1234YF φαίνεται να μπορεί να αντικαταστήσει το R134A όμως θα χρειαστούν επιπρόσθετα συστήματα ασφαλείας αφού είναι κατηγορίας (A2L)

Τέλος η μελέτη, εύρεση νέων καθαρών οργανικών ουσιών και μιγμάτων είναι αναγκαία, έτσι ώστε να επιτευχθεί αύξηση της απόδοσης των μικρών συστημάτων ORC και η αντικατάσταση εργαζόμενων μέσων που θεωρούνται βλαβερά για τον άνθρωπο και το περιβάλλον.

8 Βιβλιογραφία

- A. Schuster, S. K. (2009). Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 1809-1817.
- Agency, I. E. (2015). *2015 Key World Energy STATISTICS*.
- Agustin M. Delgado-Torres, L. G.-R. (2010). Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management*, 2846-2856.
- Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur, W. N. (2007). Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant. *Applied Thermal Energy*, 2074-2078.
- Antonio Colmenar-Santos, G. Z.-P.-D. (2016). Thermodynamic and exergoeconomic analysis of energy recovery. *Renewable Energy*, 171-184.
- Bertrand F. Tchanche, G. L. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 3963-3979.
- Bertrand F. Tchanche, M. G. (2014). Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1185-1199.
- C. Fritzmann, J. L. (2007). State-of-the-art of reverse osmosis desalination. *Desalination*, 1-76.
- Donghan Geng, Y. D. (2016). Performance analysis of an organic Rankine cycle for a reverse osmosis. *Desalination*, 38-46.
- Dongxiang Wang, X. L. (2013). Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy*, 343-352.
- Feng Xu, D. Y. (2000). A combined power/cooling cycle. *Energy*, 233-246.
- Florian Heberle, D. B. (2010). Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. *Applied Thermal Energy*, 1326-1332.
- FRANZ TRIEB, O. L. (1996). SOLAR ELECTRICITY GENERATION-A COMPARATIVE VIEW OF TECHNOLOGIES, COST AND ENVIRONMENTAL IMPACT. *Pergamon*.
- Gianfranco Angelino, C. I. (2003). Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants. *International Journal of refrigeration*, 51-58.
- H.D. Madhawa Hettiarachchia, M. G. (2007). Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 1698-1706.
- HANS MÜLLER-STEINHAGEN, F. A. (2004). *Concentrating solar power: A review of the technology*. Stuttgart: Institute Of Technical Thermodynamics, German Aerospace Center.
- Huijuan Chen, D. Y. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 3059-3067.
- J.L. Wang, L. Z. (2010). A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle. *Applied Energy*, 87, 3366-3373.
- J.M.M. Calm, G. (2011). *Physical, safety and environmental data for current and alternative refrigerants*. Prague.
- Junjiang Bao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35-342.

- Ludovico Calderazzi, P. C. (1997). Thermal stability of R-134a, R-141b, R-1311, R-7146, R-125 associated with stainless steel as a containing material. *International Journal of Refrigeration*.
- M. Kane, D. L. (2003). Small hybrid solar power system. *Energy*, 1427-1443.
- M.Chys, M. v. (2012). Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. *Energy*, 623-632.
- Maizza, V. M. (1995). WORKING FLUIDS IN NON-STEADY FLOWS FOR WASTE. PERGAMON.
- Matthew S. Orosz, A. M. (n.d.). SMALL SCALE SOLAR ORC SYSTEM FOR DISTRIBUTED POWER.
- Mehmet Kanoglu, A. B. (2008). Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy. *Renewable Energy*, 2366-2374.
- Nouma, J. (2012). *Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles-ORC*. Stockholm: KTH School of Industrial Engineering and Management.
- O. Badr, S. D. (1985). Selecting A Working Fluid for a Rankine-Cycle Engine. ELSEVIER.
- O. M. IBRAHIM, S. A. (1995). ABSORPTION POWER CYCLES. Pergamon.
- Ogriseck, S. (2009). Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. *Applied Thermal Engineering*, 2843-2848.
- Pascal Puech, V. T. (2011). Thermodynamic analysis of a Stirling engine including regenerator dead volume. *Renewable Energy*, 872-878.
- Pedro J. Mago, L. M. (2008). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, 998-1007.
- Ricardo Beltran-Chacon, D. L.-C.-C. (2015). Design and analysis of a dead volume control for a solar Stirling engine. *Energy*, 2593-2603.
- S. Quoilin, M. O. (2011). Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Solar energy*, 955-966.
- Saitoh, T. (2007). Solar Rankine Cycle System Using Scroll Expander. *Journal of Environment and Energy*.
- Sylvain Quoilin, M. V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 168-186.
- T. Guo, H. W. (2011). Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources. *Energy*, 2639-2649.
- T.C. Hung, S. W. (2010). A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy*, 1403-1411.
- Tchanche, B. F. (2010). *Low-Grade Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycles*. Athens: Argiculture University of Athens.
- Ulli Drescher, D. B. (2007). Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Energy*, 223-228.
- Union, E. (2014). *Guide ti update EU f-gas regulation(517/2014)*.
- V.M. Nguyen, P. D. (2001). Development of a prototype low-temperature Rankine cycle. PERGAMON, 169-181.
- William Z. Black, J. G. (2010). *Εφαρμοσμένη θερμοδυναμική*. Εκδόσεις Ιων. www.solargis.info. (n.d.).
- X.D Wang, L. Z. (2009). Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy*, 605-613.

- Zhang Shengjun, W. H. (2011). Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied Energy*, 2740-2754.
- Γεώργιος, Μ. (2014). *Μοντελοποίηση και Διερεύνηση Εκτονωτών Ιετικής Εκτόπισης σε συστήματα ORC*. Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.

9 Παράρτημα

Πίνακας 9.1 – Εφαρμογή ORC σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο R134A και λόγο εκτόνωσης 3

	SOLAR COLLECTOR			HOT WATER					
	1	2	3	5	5pp	6	4s	4	
P(Mpa)				0.10	0.10	0.10	0.30	0.30	
H(kj/kg)				356.05	335.05	322.63	322.84	322.90	
T (K)				358.15	353.15	350.19		350.22	
S (kj/kgk)				1.13	1.08	1.04	1.04	1.04	
T(° C)				85.00	80.00	77.04		77.07	
ei(kj/kg)				22.34		17.05		17.27	
Ei (KW)	46.95	10.84	1.33	21.69		16.56		16.77	
			Δpc	21.49			Δpc	16.97	
R134A	ORC								
	8	8s	9	10	11s	11	11pp		
P(Mpa)	2.36	0.79	0.79	0.79	2.36	2.36	2.36		
H(kj/kg)	429.03	408.13	414.40	242.88	244.21	244.54	313.13		
T (K)	348.15		303.95	303.95		305.12	348.15		
S (kj/kgk)	1.69	1.69	1.71	1.15	1.15	1.15	1.36		
Q	#Super heated vapor		0.99			#Sub cooled liquid			
T(° C)	75.00		30.80	30.80		31.97	75.00		
ei(kj/kg)	67.33		46.55	43.28		44.61			
Ei (KW)	11.84		8.19	7.61		7.85			
	cold water								
	12	12pp	13						
P(Mpa)	0.10	0.10	0.10						
H(kj/kg)	104.92	108.26	108.26						
T (K)	298.15	298.95	298.95						
S (kj/kgk)	0.37	0.38	0.38						
T(° C)	25.00	25.80	25.80						
ei(kj/kg)	0.00		0.00						
Ei (KW)	0.00		0.04						

Πίνακας 9.2- Εφαρμογή ORC σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο R420A και λόγο εκτόνωσης 3

	SOLAR COLLECTOR			HOT WATER				
	1	2	3	5	5pp	6	4s	4
P(Mpa)				0.10	0.10	0.10	0.30	0.30
H(kj/kg)				356.05	331.54	318.19	318.39	318.46
T (K)				358.15	352.31	349.13		349.16
S (kj/kgk)				1.13	1.07	1.03	1.03	1.03
T(°C)				85.00	79.16	75.98		76.01
ei(kj/kg)				22.34		16.40		16.61
Ei (KW)	46.95	10.84	1.31	19.18		14.08		14.27
			Δpc	19.01				14.45
R420A	orc							
	8	8s	9	9pp	10	11s	11	11pp
P(Mpa)	2.20	0.73	0.73	0.73	0.73	2.20	2.20	2.20
H(kj/kg)	433.33	411.83	418.28	417.54	241.41	242.65	242.96	310.11
T (K)	348.15		304.82	304.12	303.19		304.26	347.31
S (kj/kgk)	1.70	1.70	1.73	1.72	1.14	1.14	1.14	1.35
Q	#Super heated vapor		#Super heated vapor				#Sub cooled liquid	
T(°C)	75.00		31.67	30.97	30.04		31.11	74.16
ei(kj/kg)	66.50		45.10		41.92		43.17	
Ei (KW)	11.36		7.70		7.16		7.37	
	cold water							
	12	12pp	13					
P(Mpa)	0.10	0.10	0.10					
H(kj/kg)	104.92	108.98	108.99					
T (K)	298.15	299.12	299.12					
S (kj/kgk)	0.37	0.38	0.38					
T(°C)	25.00	25.97	25.97					
ei(kj/kg)	0.00		0.01					
Ei (KW)	0.00		0.05					

Πίνακας 9.3 Εφαρμογή ORC σε σύστημα ηλιακών συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο R1234YF και λόγο εκτόνωσης 2.75

	SOLAR COLLECTOR			HOT WATER				
	1	2	3	5	5pp	6	4s	4
P(Mpa)				0.10	0.10	0.10	0.30	0.30
H(kj/kg)				356.05	335.05	319.29	319.49	319.56
T (K)				358.15	353.15	349.39		349.42
S (kj/kgk)				1.13	1.08	1.03	1.03	1.03
T(° C)				85.00	80.00	76.24		76.27
ei(kj/kg)				22.34		16.56		16.77
Ei (KW)	46.95	10.84	1.31	19.75		14.64		14.83
			Δpc	19.56				15.01
R1234YF	orc							
	8	8s	9	9pp	10	11s	11	11pp
P(Mpa)	2.27	0.83	0.83	0.83	0.83	2.27	2.27	2.27
H(kj/kg)	235.71	218.88	223.93	219.44	79.89	81.24	81.58	147.69
T (K)	348.15		309.23	305.12	305.12		306.43	348.15
S (kj/kgk)	0.74	0.74	0.76	0.75	0.29	0.29	0.29	0.49
Q	#Super heated vapor		#Super Heated vapor				#Sub cooled liquid	
T(° C)	75.00		36.08	31.97	31.97		33.28	75.00
ei(kj/kg)	59.05		42.37		39.05		40.41	
Ei (KW)	12.45		8.93		8.23		8.52	
	cold water							
	IN	pp	out					
P(Mpa)	0.10	0.10	0.10					
H(kj/kg)	104.92	113.17	113.44					
T (K)	298.15	300.12	300.19					
S (kj/kgk)	0.37	0.39	0.40					
T(° C)	25.00	26.97	27.04					
ei(kj/kg)	0.00		0.03					
Ei (KW)	0.00		0.10					

Πίνακας 9.4 – Εξεργειακή ανάλυση εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R420A και λόγο εκτόνωσης 3

	Ein (KW)	Eout (KW)	Eavail (KW)	Eused (KW)	πι (KW)	ηex (-)	ν (-)	β (-)
circulator	14.345	14.269	0.261	0.185	0.076	0.708	0.995	0.006
solar collector	61.391	31.159	46.946	4.562	30.232	0.097	0.508	1.000
evaporator	26.559	25.442	5.101	3.984	1.117	0.781	0.958	0.109
expander	11.358	9.246	3.655	1.542	2.113	0.422	0.814	0.078
condenser	<u>7.703</u>	<u>7.210</u>	<u>0.542</u>	<u>0.049</u>	<u>0.493</u>	<u>0.091</u>	<u>0.936</u>	0.012
HFC-Pump	7.457	7.375	0.296	0.214	0.082	0.722	0.989	0.006
System	47.503	13.743	46.946	0.985	33.760	0.021	0.289	1.000

Πίνακας 9.5 – Εξεργειακή ανάλυση εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R429A και λόγο εκτόνωσης 2.75

	Ein (KW)	Eout (KW)	Eavail (KW)	Eused (KW)	πι (KW)	ηex (-)	ν (-)	β (-)
circulator	15.847	15.764	0.282	0.200	0.082	0.708	0.995	0.006
solar collector	62.900	32.659	46.946	4.539	30.241	0.097	0.519	1.000
evaporator	27.869	26.853	5.120	4.104	1.016	0.802	0.964	0.109
expander	11.288	9.212	3.600	1.524	2.076	0.423	0.816	0.077
condenser	7.688	7.131	0.672	0.115	0.557	0.171	0.928	0.014
HFC-Pump	7.249	7.184	0.233	0.168	0.065	0.723	0.991	0.005
System	47.460	13.805	46.946	1.010	33.655	0.022	0.291	1.000

Πίνακας 9.6- Εξεργειακή ανάλυση εφαρμογής με εργαζόμενο μέσο το R1234yf και λόγο εκτόνωσης 2.75

	Ein (KW)	Eout (KW)	Eavail (KW)	Eused (KW)	πι (KW)	ηex (-)	ν (-)	β (-)
circulator	14.907	14.829	0.269	0.190	0.079	0.708	0.995	0.006
solar collector	61.956	31.721	46.946	4.554	30.235	0.097	0.512	1.000
evaporator	28.267	27.089	5.108	3.930	1.178	0.769	0.958	0.109
expander	12.451	10.424	3.517	1.490	2.027	0.424	0.837	0.075
condenser	8.934	8.337	0.700	0.103	0.597	0.148	0.933	0.015
HFC-Pump	8.631	8.520	0.397	0.287	0.110	0.722	0.987	0.008
System	47.612	13.750	46.946	0.824	33.862	0.018	0.289	1.000