



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Θερμότητας

*«Εξεργειακή ανάλυση οργανικού κύκλου Rankine
χαμηλής θερμοκρασιακής πηγής»*

Διπλωματική Εργασία

Βαντάνας Χρύσανθος

Επιβλέπουσα : Κορωνάκη Ειρήνη, Επίκουρος Καθηγήτρια, Ε.Μ.Π.

Αθήνα, 2016

Περιεχόμενα

Περιεχόμενα.....	2
Περιεχόμενα Εικόνων.....	4
Περιεχόμενα Πινάκων.....	4
Περιεχόμενα Διαγραμμάτων.....	5
Περίληψη.....	6
Abstract	7
Κεφάλαιο 1. Ο οργανικός κύκλος ORC.....	8
1.1 Εισαγωγή	8
1.2 Αρχές λειτουργίας ORC	8
1.3 Τεχνολογίες ψύξης με ORC	11
1.3.1 Ψύξη με μηχανική συμπίεση.....	11
1.3.2 Ψύξη με απορρόφηση.....	13
1.3.3 Συμπίεση ατμού με δέσμη ρευστού (διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου)	15
1.4 Οργανικά Μέσα.....	18
1.4.1 Χαρακτηριστικά των οργανικών εργαζόμενων μέσων	18
1.4.2 Μείγματα οργανικών ρευστών ως εργαζόμενο μέσο.....	20
1.5 Εφαρμογές συστημάτων Οργανικών Κύκλων Rankine	22
1.5.1 Συμπαγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας από Βιομάζα.....	22
1.5.2 Ηλιακή ενέργεια	24
1.5.3 Ανάκτηση θερμότητας από μηχανικό εξοπλισμό και βιομηχανικές διεργασίες ..	25
1.5.4 Γεωθερμικές Μονάδες	26
1.5.5 Ανάκτηση θερμότητας σε Μ.Ε.Κ.	27
1.6 Εκτονωτές	27
1.6.1 Εκτονωτές Δυναμικής Ροής	28
1.6.2 Εκτονωτές Θετικής Εκτόπισης	29
Κεφάλαιο 2. Η Εξέργεια	34
2.1 Εισαγωγή	34
2.2 Ορισμός της έννοιας της εξέργειας.....	35
2.3 Θερμοδυναμική προσέγγιση της εξέργειας.....	37

2.4 Φορείς εξέργειας.....	42
2.5 Διαφορές ανάμεσα στην περιγραφή της εξέργειας και της ενέργειας	45
2.6 Εξεργειακή ανάλυση	48
2.6.1 Χημική εξέργεια.....	49
2.6.2 Φυσική εξέργεια.....	50
2.6.3 Εξέργεια ανάμειξης	50
2.6.4 Ο Εξεργειακός Ισολογισμός.....	51
2.7 Η έννοια της αποδοτικότητας	52
Κεφάλαιο 3. Περιγραφή Συστήματος ORC Θεωρητική Ανάλυση	55
3.1 Περιγραφή Εγκατάστασης	55
3.2 Θερμοδυναμική Ανάλυση Μεταβολών.....	56
3.3 Ένα Απλουστευμένο Μοντέλο	58
4. Παρουσίαση Αποτελεσμάτων	60
4.1 Ανάλυση Ευαισθησίας Του Συστήματος	61
4.2 Ανάλυση του Εξωτερικού Εξεργειακού Βαθμού Απόδοσης	63
4.3 Μέθοδος Βελτιστοποίησης	66
Κεφάλαιο 5. Συμπεράσματα	74
Υπόμνημα. Υπολογιστικός Κώδικας (σε περιβάλλον Matlab)	75
Βιβλιογραφία	93

Περιεχόμενα Εικόνων

Εικόνα 1: Τυπική διάταξη οργανικού κύκλου ORC και απεικόνιση του κύκλου σε διάγραμμα Mollier T-s.....	9
Εικόνα 2: Σχεδιάγραμμα τυπικής ψυκτικής εγκατάστασης με μηχανική συμπίεση	12
Εικόνα 3: Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης σε διάγραμμα P-h με εργαζόμενο μέσο το R134a.....	12
Εικόνα 4: Διάταξη ψύξης με απορρόφηση	14
Εικόνα 5: Συμπιεστής ατμού δια δέσμης ρευστού	17
Εικόνα 6: Διαγράμματα T-S για στεγνά, ισεντροπικά και υγρά ρευστά.	20
Εικόνα 7: Συμπεριφορά κατά την εξάτμιση καθαρού ρευστού και μίγματος.....	21
Εικόνα 8: Συμπαράγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού από καύση ιομάζας.....	24
Εικόνα 9: Σχηματική αναπαράσταση συστήματος ηλιακού συλλέκτη και ORC	25
Εικόνα 10: Σχεδιάγραμμα Γεωθερμικής Μονάδας	26
Εικόνα 11: Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή.	30
Εικόνα 12: Διεργασίες σε εμβολοφόρο εκτονωτή	32
Εικόνα 13: Αρχή λειτουργίας ελικοειδούς εκτονωτή ξηρής λίπανσης	33
Εικόνα 14: Αλληλεπίδραση ενός συστήματος με το περιβάλλον του	37
Εικόνα 15: Δύο συστήματα και το περιβάλλον.....	41
Εικόνα 16: Ροές εξέργειας και ενέργειας σε σταθμό ηλεκτροπαραγωγής.....	46
Εικόνα 17: Ροές εξέργειας για διαφορετικά καύσιμα και συστήματα	53
Εικόνα 18 : Η απεικόνιση των διεργασιών του κύκλου T-S	55

Περιεχόμενα Πινάκων

Πίνακας 1: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες απορριπτόμενης θερμότητας σε διάφορες βιομηχανικές εφαρμογές.	10
Πίνακας 2: Είδη εκτονωτών και εργαζόμενων μέσων ανάλογα με τον κατασκευαστή και την θερμοκρασία	11
Πίνακας 3: Δυναμικά για γεωθερμικές πηγές διαφόρων θερμοκρασιών στην Ευρώπη	27
Πίνακας 4: Δυναμικά που χρησιμοποιούνται στη θερμοδυναμική.	41
Πίνακας 5: Περιεχόμενο σε εξέργεια για διάφορες μορφές ενέργειας.	43
Πίνακας 6: Περιεχόμενο σε εξέργεια διαφόρων υλικών	44
ΠΙΝΑΚΑΣ 7: Εργαζόμενα μέσα και τα χαρακτηριστικά τους.....	60
Πίνακας 8: Παρουσίαση αριθμητικών τιμών των παραμέτρων εισόδου για τη βασική ανάλυση	63
Πίνακας 9: Παρουσίαση αριθμητικών τιμών των παραμέτρων εισόδου για την ανάλυση βελτιστοποίησης	66

Περιεχόμενα Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1: Μεταβολή του θερμικού βαθμού απόδοσης και του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία ατμοποίησης για το ψυκτικό R245fa	60
Διάγραμμα 2: Μεταβολή του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα σε σχέση με τον αριθμό Jakob.....	62
Διάγραμμα 3: Μεταβολή του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα σε σχέση με τον λόγο TEC.....	62
Διάγραμμα 4: Μεταβολή του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα σε σχέση με τον αριθμό Jakob.....	64
Διάγραμμα 5: Μεταβολή του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα σε σχέση με τον λόγο TEC.....	65
Διάγραμμα 6: Μεταβολή του συνολικού, του εσωτερικού και του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξάτμισης για το ψυκτικό R600a	67
Διάγραμμα 7: Καταστροφή της εξέργειας σε κάθε στοιχείο της εγκατάστασης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξάτμισης για το ψυκτικό R600a	68
Διάγραμμα 8: Μεταβολή του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία της θερμικής πηγής για διάφορα εργαζόμενα μέσα	69
Διάγραμμα 9: Μεταβολή του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία της θερμικής πηγής για διάφορα εργαζόμενα μέσα	70
Διάγραμμα 10: Μεταβολή του συνολικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία της θερμικής πηγής για διάφορα εργαζόμενα μέσα	70
Διάγραμμα 11: Θερμότητα ατμοποίησης για διάφορα εργαζόμενα μέσα στη βέλτιστη θερμοκρασία ατμοποίησης.....	72
Διάγραμμα 12: Η βέλτιστη θερμοκρασία ατμοποίησης για κάθε εργαζόμενο μέσο.....	72
Διάγραμμα 13: Ειδική θερμοχωρητικότητα για κάθε εργαζόμενο μέσο	73
Διάγραμμα 14: Κρίσιμη θερμοκρασία για διάφορα ψυκτικά	73

Περίληψη

Αντικείμενο αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι η εξεργειακή ανάλυση ενός συστήματος ORC που χρησιμοποιείται για την εκμετάλλευση θερμότητας χαμηλού ενεργειακού περιεχομένου.

Συγκεκριμένα μελετάται η επίδραση των βασικών παραμέτρων λειτουργίας του συστήματος στον θερμικό βαθμό απόδοσης αλλά κατά κύριο λόγο στον εξεργειακό βαθμό και στις συνιστώσες του (εσωτερικό και εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης)

Ιδιαίτερη βαρύτητα στην ανάλυση που παρουσιάζεται δίνεται στην επιλογή του καταλληλότερου εργαζόμενου μέσου και στη διερεύνηση των συνθηκών λειτουργίας που διασφαλίζουν τη βέλτιστη εξεργειακή απόδοση ανάλογα με τη θερμοκρασία της διαθέσιμης θερμικής πηγής.

Στο πρώτο κεφάλαιο της παρούσης εργασίας αναλύεται ο οργανικός κύκλος Rankine. Ειδικότερα παρουσιάζονται οι βασικές αρχές του κύκλου, οι τεχνολογίες ψύξης στις οποίες χρησιμοποιείται, καθώς και τα εργαζόμενα μέσα που τον υλοποιούν και οι ιδιότητές τους. Επίσης περιγράφονται οι τεχνικές εφαρμογές του κύκλου και αναλύονται οι εκτονωτικές διατάξεις που χρησιμοποιούνται στις διάφορες εφαρμογές.

Στο δεύτερο κεφάλαιο προσεγγίζεται η έννοια της εξέργειας. Συγκεκριμένα καταρχήν παρουσιάζεται ο ορισμός της και η φυσική της ερμηνεία και στη συνέχεια προσεγγίζεται με όρους θερμοδυναμικής. Αναλύονται οι φορείς της εξέργειας και επισημαίνονται οι διαφορές ανάμεσα στις έννοιες της εξέργειας και της ενέργειας. Τέλος, παρουσιάζεται ο επιμερισμός της συνολικής εξέργειας μιας ροής σε φυσική, χημική και εξέργεια ανάμειξης.

Στο τρίτο κεφάλαιο περιγράφεται το σύστημα ORC το οποίο χρησιμοποιήθηκε στην συγκεκριμένη μελέτη. Αναλύεται θερμοδυναμικά - εξεργειακά το κάθε στοιχείο της εγκατάστασης και διατυπώνονται οι θεωρητικές σχέσεις που διέπουν τη λειτουργία της εγκατάστασης.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται υπό τη μορφή διαγραμμάτων και αναλύονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν αρχικά από την παραμετρική ανάλυση και στη συνέχεια από την ανάλυση βελτιστοποίησης του κυκλώματος ORC.

Στο πέμπτο κεφάλαιο συνοψίζονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν από το σύνολο της παρούσης εργασίας.

Τέλος στο υπόμνημα της εργασίας εκτίθενται οι υπολογιστικοί κώδικες που αναπτύχθηκαν για την υλοποίηση των διαφόρων σταδίων της παρούσης μελέτης.

Abstract

The topic of this thesis is the exergy analysis of an ORC system which is used in the exploitation of heat of low energy content.

Specifically, the study focuses on the effect of basic parameters of the system's function on the thermal level of efficiency and, more importantly, on the exergy level and its components (internal and external level of efficiency).

A considerable part of the analysis provided is dedicated to the selection of the most suitable working fluid as well as to the search of function conditions which ensure the optimal exergy efficiency depending on the temperature of the available thermal source.

In the first chapter of this paper, an analysis of the organic Rankine cycle is provided. In particular, there is a presentation of the basic principles of the cycle, the diverse cooling technologies on which it is applied, as well as the working fluids that realise it and their properties. In addition, the technical implementations of the cycle are described and the dampers which are used in various implementations are analysed.

The second chapter discusses the sense of energy, starting with the rendition of its definition and its natural interpretation and moving to an approach in thermodynamics terms. The exergy bodies are analysed and the differences between the senses of exergy and energy are highlighted. Finally, a presentation is made regarding the allotment of the total exergy of a flow in natural, chemical and mixing exergy.

The third chapter provides a presentation of the ORC system which was applied in this study. Furthermore, each element of the steam fitting is analysed in thermodynamics – exergic way and the theoretical relations governing the operation of the steam fitting are formulated.

In the fourth chapter, the results arisen, firstly by the parametric analysis and then by the optimization analysis of the ORC circuit, are showed through diagrams and are analysed.

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

Finally, the calculating codes developed for the realisation of the diverse levels of the present study are gathered and appear at the study key

Κεφάλαιο 1. Ο οργανικός κύκλος ORC

1.1 Εισαγωγή

Η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας έχει αυξηθεί ραγδαία τα τελευταία χρόνια με αποτέλεσμα να έχουν αυξηθεί αντίστοιχα και οι εκπομπές CO₂ στην ατμόσφαιρα. Η έντονη ανησυχία που έχει προκαλέσει αυτή η αύξηση σχετικά με την κλιματική αλλαγή, έχει στρέψει το ενδιαφέρον προς εναλλακτικές μορφές παραγωγής ενέργειας. Μία από αυτές τις εναλλακτικές είναι και ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC).

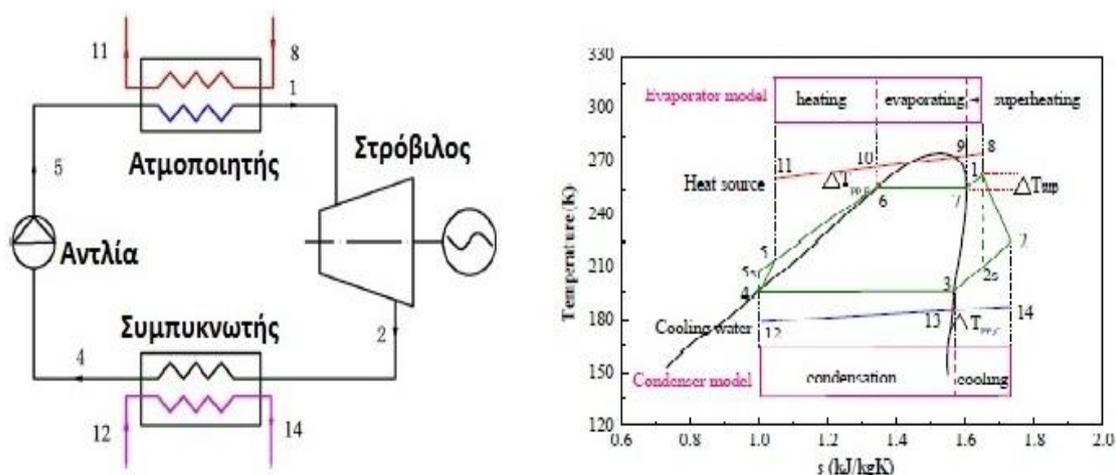
Βασικό πλεονέκτημα αυτής της τεχνολογίας είναι ότι μπορεί να προσαρτηθεί σε υπάρχοντα συστήματα με σκοπό την αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, όπως επίσης και την εκμετάλλευση πηγών θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, κάτι που έχει σαν φυσική συνέπεια να χρησιμοποιείται κυρίως σε εγκαταστάσεις μικρής κλίμακας.

Ο ORC (οργανικός κύκλος Rankine) έχει αποδειχθεί ότι είναι ένας αποδοτικός τρόπος για την παραγωγή ενέργειας από πηγές χαμηλού βαθμού απόδοσης. Είναι ένας κύκλος παρόμοιος με τον κύκλο Clausius-Rankine, με βασική διαφορά ότι το εργαζόμενο μέσο είναι κάποιο οργανικό μέσο αντί του νερού-ατμού για να βελτιώσει την απόδοση στις εφαρμογές με χαμηλές θερμοκρασίες.

1.2 Αρχές λειτουργίας ORC

Οι κύριες αρχές λειτουργίας του συνίστανται στην πρόσληψη θερμότητας από μία θερμική πηγή, την ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου και τη μείωση της ενθαλπίας σε έναν εκτονωτή έτσι ώστε να παράγεται μηχανικό έργο το οποίο μετατρέπεται έπειτα σε ηλεκτρισμό από μία γεννήτρια. Είναι ένα κλειστό σύστημα, στο οποίο συμπυκνώνεται ο ατμός μετά την έξοδο του εκτονωτή και στη συνέχεια συμπιέζεται έτσι ώστε να κλείσει ο κύκλος. Είναι λοιπόν ένας απλός κύκλος ο οποίος απαιτεί μικρή συντήρηση σε σχέση με άλλους κύκλους παραγωγής ενέργειας.

Σε νεότερες εκδοχές το σύστημα περιλαμβάνει και έναν αναγεννητή με σκοπό την αύξηση της απόδοσης της εγκατάστασης. Αναφορικά με την πολυπλοκότητά του το σύστημα ORC είναι κατά τι απλούστερο από αυτό ενός κύκλου ατμού καθώς δεν υπάρχει η ανάγκη ύπαρξης τυμπάνου συνδεδεμένου με τον λέβητα, αντί αυτού αρκεί ένας μοναδικός εναλλάκτης θερμότητας για να υλοποιήσει τις τρεις φάσεις της θέρμανσης του εργαζόμενου μέσου. Έτσι, μία τυπική διάταξη που υλοποιεί τον οργανικό κύκλο Rankine αποτελείται από τις συνιστώσες που φαίνονται στο σχήμα που ακολουθεί.



Εικόνα 1: Τυπική διάταξη οργανικού κύκλου ORC και απεικόνιση του κύκλου σε διάγραμμα Mollier T-s.

Βασικό στοιχείο κατά το σχεδιασμό μιας εγκατάστασης ORC είναι η εκλογή του οργανικού μέσου και ο θερμοδυναμικός σχεδιασμός του κύκλου για μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης, κάτι που θα αποτελέσει και το αντικείμενο του επόμενου κεφαλαίου της εργασίας. Η επιλογή αυτή καθορίζεται κυρίως από τη θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον κύκλο και τις περιβαλλοντικές παραμέτρους του μέσου, όπως επίσης και από τη διαθεσιμότητα αυτού στο εμπόριο.

Υπάρχουν πολλές θερμικές πηγές και εφαρμογές στις οποίες μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι ORC, όπως είναι η ηλιακή, η γεωθερμία, η βιομάζα, συνδυασμένη παραγωγή θέρμανσης και ηλεκτρικής ισχύος, ανακόμιση θερμότητας από μονάδες παραγωγής ενέργειας ή από βιομηχανικές διαδικασίες.

Η απορριπτόμενη θερμότητα των βιομηχανικών αερίων κυμαίνεται σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών και μερικά παραδείγματα συνοψίζονται στον πίνακα 1. Ανάμεσα

σε αυτά πάνω από το 50% αντιστοιχούν σε χαμηλού βαθμού απορριπτόμενη θερμότητα των οποίων οι θερμοκρασίες είναι γενικά κάτω από 300-350 °C. Συνεπώς, η μεγάλη διαθεσιμότητα της απορριπτόμενης θερμότητας στη βιομηχανία γίνεται μία ευκαιρία για τη χρήση συστημάτων ανάκτησης θερμότητας βασιζόμενα σε ORC.

Industry	Process	T (°C)
Cement	Kiln exhaust gases	200–350/300–450
	Kiln cooling gas	200–300
Steel	Electric arc furnaces	250
	Rolling mills	300–450
	Coke oven stack gas	190
	Blast furnace stoves	250–300
Glass	Finishing soaking pit	200–600/300–400
	Container glass melting	160–200/140–160
	Flat glass	160–200/300–500
Chemical	Fiberglass melting	140–160
	Processing furnaces exhaust	340
Food	Boiler exhaust	230
	Refinery gases	150–300
	Gas turbines	370–540
	Fryers	120–212
Ceramic	Exhaust gases	164
	Kiln gases	200–300
Other	Internal combustion engines	400–550

Πίνακας 1: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες απορριπτόμενης θερμότητας σε διάφορες βιομηχανικές εφαρμογές.

Όσον αφορά τους κατασκευαστές ORC, ο κάθε ένας είναι επικεντρωμένος σε ένα συγκεκριμένο εύρος ισχύος, σε συγκεκριμένες θερμοκρασίες της θερμικής πηγής, σε συγκεκριμένο εργαζόμενο μέσο και σε συγκεκριμένη τεχνολογία εκτόνωσης και αυτά συνοψίζονται στον πίνακα 2.

Manufacturers	W (kW)	T (°C)	Working fluid	Expander type
Adoratec/Maxxtec (Germany)	315–1600	300	OMTS	Turbine
Barber Nichols (USA)	700–2700	>115	–	Turbine
Electratherm, (USA)	30–50	>88	R245fa	Volumetric (Screw)
Eneftch (Switzerland)	may-30	120–200	R245fa	Volumetric (Scroll)
Freepower (England)	120	>110	Hexane	Turbine
GE Clean Cycle/Calnetix (USA)	125	>120	R245fa	Turbine (radial)
GMK (Germany)	50–5000	120–350	GL-160, WL-220	Turbine (multistage, axial)
Infinity turbine (USA)	10–250	90–120	R134a, R245fa	Turbine
Li REEnergy (Germany)	30	>160	–	–
TransPacific (USA)	100–5000	<480	–	Turbine
Tri-o-gen (Netherlands)	60–160	>350	Toluene	Turbine
Turboden (Italy)	200–2,000	100–300	OMTS, Solkatherm	Turbine (two-stage axial)
Pratt & Whitney Systems (USA)	280	90–150	R245fa	Turbine (radial)
Ormat (USA)	200–70,000	150–300	n-pentano, other	Turbine (two-stage axial)
Enertime (France)	300–5,000	200	HFC	Turbine
Phoenix (Australia)	10–5000	80–900	R245fa, Novect649, Cyclohexano	Not specified (Scroll expander, turbine)
Rank (Spain)	2–100	80, >140	R245fa, other	Volumetric
Zuccato Energy (Italy)	50,150	94, >160	–	Turbine (radial)
Bosch KWK (Germany)	65–325	120–150	R245fa	Turbine
Cryostar (France)	500–15,000	100–400	R245fa, R134a	Turbine (radial)
Opcon (Sweden)	350–800	<120	Amomonía	Volumetric (Lysholm)

Πίνακας 2: Είδη εκτονοτών και εργαζόμενων μέσων ανάλογα με τον κατασκευαστή και την θερμοκρασία

1.3 Τεχνολογίες ψύξης με ORC

1.3.1 Ψύξη με μηχανική συμπίεση

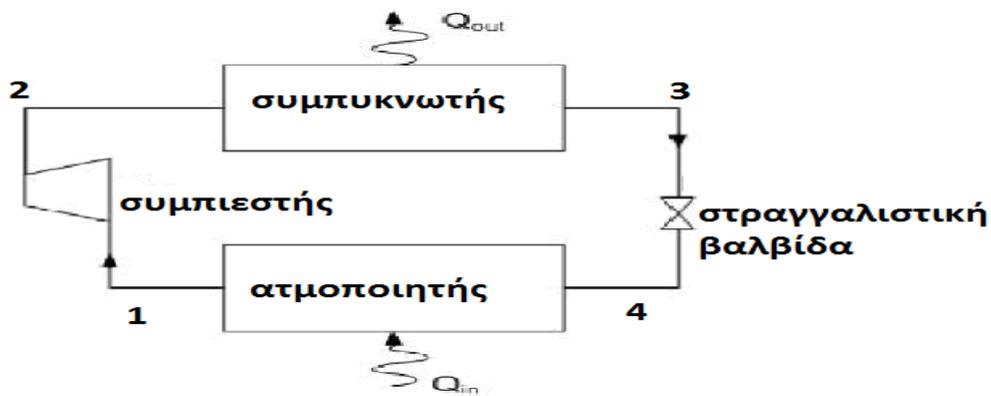
Η ψύξη με μηχανική συμπίεση αποτελεί την πλέον βασική τεχνολογία ψύξης στην οποία χρησιμοποιούνται οργανικά εργαζόμενα μέσα. Η μέθοδος παραγωγής ψύξης βασίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσης ενός σώματος και των θερμικών συναλλαγών στα πλαίσια της μεταβολής αυτής. Κατά αυτό τον τρόπο, αξιοποιείται η θερμότητα που λαμβάνεται κατά την ατμοποίηση του μέσου. Με δεδομένο ότι απαιτείται η αδιάλειπτη παροχή ψύξης, ο απλός ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης αποτελείται από την συμπίεση του μέσου, τη συμπύκνωση, τον στραγγαλισμό της πίεσης και την ατμοποίηση, όπως φαίνεται και στο σχήμα που ακολουθεί.

Πιο αναλυτικά, σε αυτό τον κύκλο, το ψυκτικό ρευστό βρισκόμενο σε αέρια φάση συμπιέζεται σε ένα συμπιεστή που προκαλεί τη θέρμανση του ρευστού, ώστε η θερμοκρασία του να ξεπερνά την αποθήκη υψηλής θερμοκρασίας. Το θερμό σε υψηλή πίεση ρευστό κυκλοφορεί μέσα από εναλλάκτη θερμότητας (συμπυκνωτής) όπου ψύχεται απορρίπτοντας θερμότητα στο περιβάλλον. Μετά την έξοδο από τον συμπυκνωτή, όπου συχνά το ρευστό είναι ελαφρώς υπόψυκτο, ακολουθεί βαλβίδα στραγγαλισμού ώστε να ελαττωθεί η πίεση και η θερμοκρασία πριν την είσοδο του

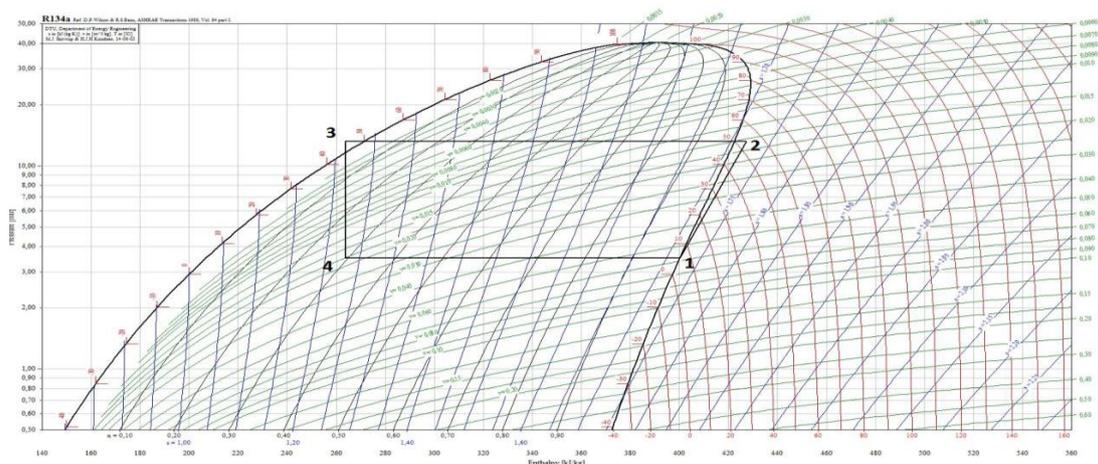
στον δεύτερο εναλλάκτη της εγκατάστασης, τον ατμοποιητή, του οποίου το παραγόμενο έργο εκμεταλλευόμαστε για την παραγωγή της ζητούμενης ψύξης.

Η διάταξη μηχανικής συμπίεσης που περιγράφηκε παραπάνω χρησιμοποιείται ευρύτατα στην πράξη και καλύπτει απαιτήσεις για ψύξη που ξεκινούν από μερικές δεκάδες W μέχρι αρκετές δεκάδες MW ανά μονάδα. Προφανώς, η εκλογή και χρήση των ψυκτικών διατάξεων προϋποθέτει την ύπαρξη επαρκούς μηχανικής ενέργειας για την κίνηση του μηχανικού συμπιεστή.

Βασικός παράγοντας στον προσδιορισμό της πίεσης και της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, που καθορίζει εν γένει και την απόδοση του κύκλου, αποτελεί η θερμοκρασία περιβάλλοντος, στο οποίο απορρίπτεται η θερμότητα που απελευθερώνεται κατά την συμπύκνωση.



Εικόνα 2: Σχεδιάγραμμα τυπικής ψυκτικής εγκατάστασης με μηχανική συμπίεση



Εικόνα 3: Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης σε διάγραμμα P-h με εργαζόμενο μέσο το R134a

1.3.2 Ψύξη με απορρόφηση

Οι ψυκτικές διατάξεις δι' απορροφήσεως χρησιμοποιούν την παραγωγή ψυκτικής ισχύος το φαινόμενο της ατμοποίησης. Για τη μεταφορά του ψυκτικού μέσου από τη χαμηλή πίεση ατμοποίησης στην υψηλή πίεση συμπύκνωσης γίνεται χρήση του φαινομένου της απορρόφησης. Λόγω της απορρόφησης αυτής του ατμοποιηθέντος ψυκτικού μέσου υπό του μέσου απορρόφησης έχουμε στη χαμηλή πίεση υγρό διάλυμα και όχι ατμό, το οποίο πρέπει να μεταφερθεί στην υψηλή πίεση. Η μεταφορά αυτή γίνεται είτε με τη βοήθεια μηχανικής αντλίας, είτε δια χρήσης κατάλληλης θερμοσιφωνικής αντλίας. Στη δεύτερη περίπτωση, που εφαρμόζεται στις ψυκτικές εγκαταστάσεις δι' απορρόφησης με αδρανές αέριο, δεν απαιτείται ουδεμία μηχανική ενέργεια. Αυτό, εκτός των άλλων, συνεπάγεται την πλήρη έλλειψη κινούμενων μελών στις διατάξεις αυτές, που τις καθιστά τελείως αθόρυβες κατά τη λειτουργία τους.

Χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών διατάξεων δι' απορρόφησης είναι ότι απαιτούν ελάχιστη ή και καθόλου μηχανική ενέργεια και ότι παράγουν την ψυκτική ισχύ μόνο δια χρήσης θερμικής ενέργειας.

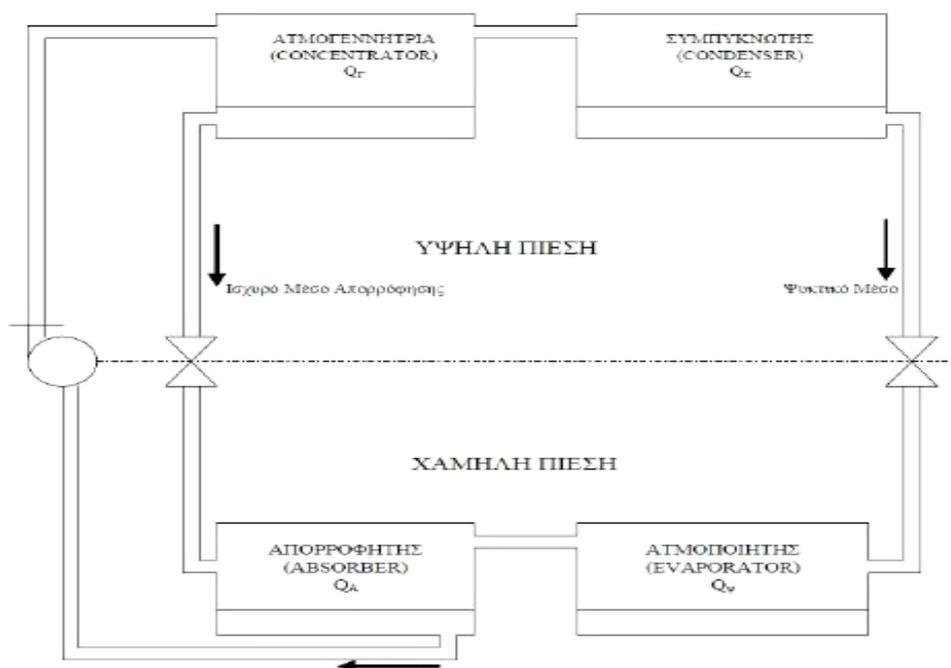
Η θερμική ενέργεια απαιτείται για τον εκ νέου διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου από το μέσο απορρόφησης στην υψηλή πίεση όπου βρίσκονται. Ο διαχωρισμός αυτός επιτυγχάνεται με βρασμό και κλασματική απόσταξη. Η θερμική ενέργεια που προσδίδεται προέρχεται είτε από υδρατμό, είτε από θερμό νερό. Ο βαθμός απόδοσης COP κυμαίνεται μεταξύ των 0,5 - 0,73. Και είναι αισθητά χαμηλότερος από τους αντίστοιχους για ψύξη με μηχανική συμπίεση που είναι της τάξης του 4 αλλά πλεονεκτεί όσον αφορά το κόστος λειτουργίας τους το οποίο είναι σχεδόν μηδαμινό σε σχέση με αυτό των μηχανικών συμπιεστών.

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιεί δύο εργαζόμενα μέσα, το καθ' αυτό ψυκτικό μέσο και το μέσο απορρόφησης.

Δύο κλασσικά ζεύγη τέτοιων μέσων είναι:

- Αμμωνία – Νερό ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$)
- Νερό – Διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$)

Η αρχή λειτουργίας των διατάξεων αυτών παρίσταται στην παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 4: Διάταξη ψύξης με απορρόφηση

Στον αναγεννητή προσδίδεται έξωθεν η θερμική ενέργεια που ατμοποιεί μερικώς την πλούσια διάλυση, η οποία προωθείται στην ατμογεννήτρια με τη βοήθεια αντλίας διαλύματος. Προϊόν της μερικής διάλυσης είναι αφ' ενός μεν ατμός, αφ' ετέρου το υπόλοιπο της διάλυσης, το οποίο περιέχει πολύ λιγότερο ψυκτικό μέσο (αμμωνία) και ονομάζεται φτωχή διάλυση. Η φτωχή διάλυση απομακρύνεται από την ατμογεννήτρια και μετά το στραγγαλισμό στην αντίστοιχη βαλβίδα στραγγαλισμού, επιστρέφει στον απορροφητή. Ο ατμός οδηγείται στο συμπυκνωτή, όπου συμπυκνώνεται αποβάλλοντας τη θερμότητα συμπύκνωσης. Το συμπύκνωμα οδεύει προς το τμήμα της εγκατάστασης με τη χαμηλή πίεση μέσω δεύτερης βαλβίδας στραγγαλισμού και στη συνέχεια παράγει δι' ατμοποίησέως του στον ατμοποιητή τη ψυκτική ισχύ.

Ο ατμός χαμηλής πίεσης που παράγεται στο στοιχείο ατμοποίησης ρέει τέλος προς τον απορροφητή, όπου και απορροφάται από τη φτωχή διάλυση. Προϊόν της απορρόφησης αυτής είναι η πλούσια διάλυση, η οποία με την αντλία διαλύματος καταθλίβεται εκ νέου προς την ατμογεννήτρια.

1.3.3 Συμπύεση ατμού με δέσμη ρευστού (διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου)

Στις ψυκτικές εγκαταστάσεις με μηχανική συμπύεση ατμού η ενέργεια που απαιτείται σύμφωνα με το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος, προσφέρεται στο μηχανικό συμπιεστή υπό μορφή μηχανικού έργου, δηλαδή καταναλώνεται ενέργεια ευγενούς μορφής. Είναι δυνατό, όμως, αντί του μηχανικού έργου, να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος κάθε μορφή ενέργειας, επομένως και η θερμότητα. Η χρήση της θερμότητας επιβάλλεται στην πράξη και για λόγους ενεργειακής οικονομίας όταν σημαντικά ποσά θερμότητας απορρίπτονται ως παραπροϊόν διαφόρων τεχνικών εργασιών, οι οποίες ταυτόχρονα απαιτούν ψύξη. Υπάρχουν τρεις κύριες τεχνολογίες που χρησιμοποιούν τη θερμότητα για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος: οι ψύκτες απορρόφησης, οι ψύκτες προσρόφησης και οι συμπιεστές δια δέσμης ρευστού (ejector).

Στις ψυκτικές εγκαταστάσεις με συμπύεση ατμού μέσω δέσμης ρευστού, η συμπύεση των ατμών του ψυκτικού μέσου, από την πίεση ατμοποίησης στην πίεση συμπύκνωσης, γίνεται με τη βοήθεια συμπιεστή δια δέσμης ρευστού (ejector) όπως αυτός της εικόνας 5. Για να έχουμε λειτουργία κλειστού κυκλώματος και να μπορεί να γίνεται συνεχής επαναχρησιμοποίηση του ψυκτικού μέσου, πρέπει ο συμπιέζων και ο συμπιεζόμενος ατμός να είναι του ίδιου σώματος, δηλαδή του ψυκτικού μέσου.

Οι συμπιεστές δια δέσμης ρευστού είναι μία απλή σχετικά διάταξη. Σε αντίθεση με άλλες διεργασίες, οι συμπιεστές αυτοί αποτελούνται από μία μόνο μονάδα που συνδέεται με διασωληνώσεις: αυτή της κινητήριας δέσμης του ατμού, αυτή της εισερχόμενης δέσμης και της εξερχόμενης δέσμης μετά την ανάμειξη. Επιπλέον, οι συμπιεστές δέσμης ρευστού δεν περιλαμβάνουν βαλβίδες, ρότορες ή άλλα κινούμενα μέρη. Χάριν του απλού σχεδιασμού και της απουσίας κινούμενων μερών, αυτοί οι συμπιεστές είναι πολύ αξιόπιστοι, απαιτούν σχεδόν καμία συντήρηση και ένα σχετικά χαμηλό κόστος εγκατάστασης. Εφόσον ο συμπιεστής διά δέσμης ρευστού λαμβάνει ισχύ μέσω χαμηλής ποιότητας ενέργειας, το κόστος λειτουργίας είναι προφανώς πολύ χαμηλότερο από αυτό των ηλεκτροκίνητων συμπιεστών. Από την άλλη πλευρά, τα κύρια μειονεκτήματα των συμπιεστών διά δέσμης ρευστού είναι η μεγάλη ευαισθησία τους κατά τη λειτουργία σε μεγαλύτερες θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ

ατμοποίησης και συμπυκνώσεως από την ονομαστική τους τιμή, καθώς και ο χαμηλός θερμικός βαθμός απόδοσης.

Η διάταξη ενός τυπικού συμπιεστή διά δέσμης ρευστού συνίσταται από τέσσερα κύρια μέρη:

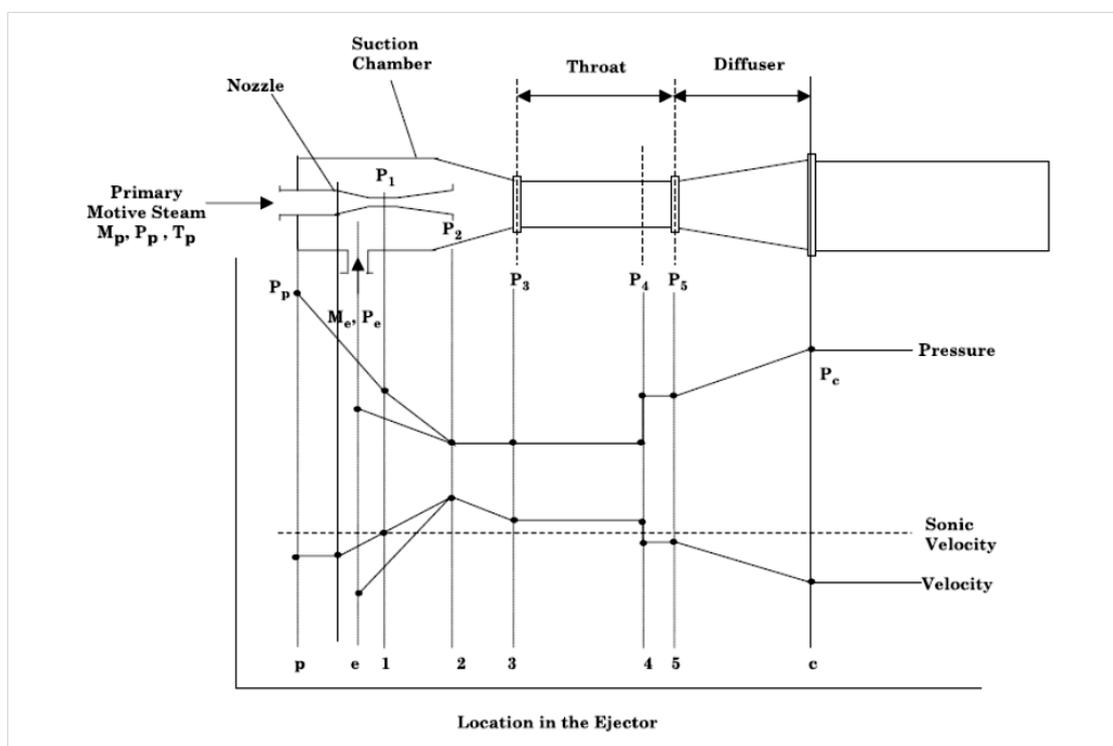
1. το ακροφύσιο συμπιέζοντος ατμού (nozzle),
2. το θάλαμο αναρρόφησης,
3. τον διαχύτη και
4. το τμήμα ανάμειξης, όπως φαίνονται στην εικόνα 5.

Το ακροφύσιο συμπιέζοντος ατμού και ο διαχύτης έχουν τη γεωμετρία συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου (De Laval nozzle). Οι διάμετροι και τα μήκη των διαφόρων τμημάτων καθώς και ο λόγος ροής καθορίζουν την ισχύ και την απόδοση του συμπιεστή.

Οι μεταβολές στην ταχύτητα και στην πίεση του ρευστού συναρτίζονται της θέσης μέσα στο συμπιεστή έχουν ως εξής:

- Ο συμπιέζων ατμός εισέρχεται στο συμπιεστή στο σημείο (p) με υποηχητική ταχύτητα.
- Καθώς ο ατμός ρέει στο συγκλίνον τμήμα του συμπιεστή, η πίεση μειώνεται και η ταχύτητα αυξάνει. Ο ρέων ατμός αποκτά ηχητική ταχύτητα στο λαιμό του ακροφυσίου, εκεί όπου ο αριθμός Mach ισούται με τη μονάδα.
- Στη συνέχεια, καθώς το ρευστό εισέρχεται στο αποκλίνον τμήμα του ακροφυσίου, η πίεση του κύματος κρούσης μειώνεται και αυξάνεται η ταχύτητα φτάνοντας σε υπερηχητική κατάσταση.
- Στην έξοδο του ακροφυσίου, στο σημείο (2), η πίεση του συμπιέζοντος ατμού γίνεται χαμηλότερη από αυτή του αναρροφούμενου ατμού και η ταχύτητα κυμαίνεται στις τάξεις των 900 και 1200m/s.
- Ο αναρροφούμενος ατμός στο σημείο (e) εισέρχεται στον συμπιεστή, η ταχύτητά του αυξάνεται και η πίεσή του μειώνεται σε αυτή του σημείου (3).
- Ο συμπιέζων ατμός και ο αναρροφούμενος ατμός μπορεί να αναμειχθούν στο θάλαμο αναρρόφησης και στο συγκλίνον τμήμα του διαχύτη ή μπορεί να ρέουν ως δύο διαφορετικά ρεύματα μέχρι το σταθερό τμήμα (λαιμό) του διαχύτη, όπου επέρχεται η ανάμειξη.

- Σε οποιαδήποτε περίπτωση, η ροή από το σταθερό τμήμα του διαχύτη έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης και τη μείωση της ταχύτητας σε υποηχητικές συνθήκες, σημείο (4). Αυτό συμβαίνει εξαιτίας της αιφνίδιας προσβολής της αντίστασης της αντίθλιψης του συμπυκνωτή που έπεται.
- Επιπλέον αύξηση της πίεσης συμβαίνει στο αποκλίνον τμήμα του διαχύτη (ακροφύσιο επιβραδύνσεως) όπου μέρος της κινητικής ενέργειας μετασχηματίζεται σε πίεση. Η πίεση του εξερχόμενου από το διαχύτη ρευστού είναι ανάμεσα στην πίεση αναρροφούμενου και στην πίεση του συμπιέζοντος ατμού και είναι ελαφρώς υψηλότερη από την πίεση του συμπυκνωτή, σημείο (c).



Εικόνα 5: Συμπιεστής ατμού δια δέσμης ρευστού

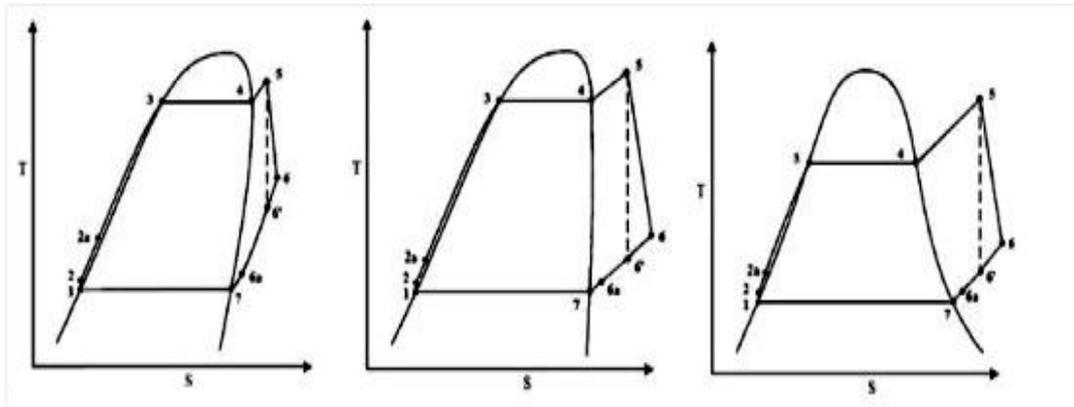
1.4 Οργανικά Μέσα

1.4.1 Χαρακτηριστικά των οργανικών εργαζόμενων μέσων

Τα βασικά χαρακτηριστικά που πρέπει να αξιολογηθούν κατά την επιλογή ενός οργανικού ρευστού για έναν κύκλο Rankine είναι τα εξής:

1. Η πυκνότητα (ρ) του εργαζόμενου ρευστού πρέπει να είναι υψηλή είτε στην υγρή είτε στην αέρια φάση. Υψηλή πυκνότητα στην υγρή φάση ή στην αέρια φάση οδηγεί σε αυξημένες παροχές και εξοπλισμό μικρού μεγέθους.
2. Η λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης (H_v) του εργαζόμενου μέσου πρέπει να είναι υψηλή για διάφορους λόγους. Μελέτες δηλώνουν ότι υψηλή λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης διευκολύνει την προσθήκη θερμότητας να γίνει κατά την διάρκεια αλλαγής φάσης. Επί προσθέτως, η υψηλή λανθάνουσα θερμότητα συσχετίζεται με θετική κλίση γραμμής κορεσμένου ατμού του ρευστού.
3. Η καμπύλη κορεσμού ατμού επιθυμούμε να έχει θετική κλίση. Αρνητική κλίση καμπύλης κορεσμού ατμού, δηλαδή υγρό ρευστό (wet), οδηγεί σε σταγόνες στην έξοδο της εκτόνωσης. Ως αποτέλεσμα ο ατμός στην είσοδο του στροβίλου θα πρέπει να είναι υπέρθερμος για να αποφευχθούν πιθανές βλάβες με αποτέλεσμα να μειώνεται ο βαθμός απόδοσης του κύκλου. Στην περίπτωση θετικής κλίσης καμπύλης κορεσμού ατμού, δηλαδή στεγνό ρευστό (dry), προτείνεται η ενσωμάτωση στο σύστημα εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας (ρευστό σε έξοδο στροβίλου-υγρό πριν τον εξατμιστή) για να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης του κύκλου.
4. Η θερμοχωρητικότητα της υγρής φάσης (C_{p1}) του εργαζόμενου μέσου πρέπει να είναι χαμηλή για να έχει το ρευστό θετικής κλίσης γραμμή κορεσμένου υγρού.
5. Το ιξώδες (μ) του εργαζόμενου ρευστού πρέπει να διατηρείται χαμηλό και στην υγρή και στην αέρια φάση με σκοπό να επιτυγχάνεται υψηλός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με χαμηλή κατανάλωση ισχύος.
6. Η θερμική αγωγιμότητα (λ) πρέπει να είναι υψηλή έτσι ώστε να επιτυγχάνονται υψηλοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας στον συμπυκνωτή και τον εξατμιστή.
7. Η θερμοκρασία τήξης (T_m) πρέπει να είναι χαμηλότερη από την χαμηλότερη θερμοκρασία που αναμένουμε να εμφανιστεί στο περιβάλλον με σκοπό να εξασφαλίζεται ότι το εργαζόμενο μέσο θα παραμένει στην υγρή φάση.

8. Η κρίσιμη θερμοκρασία (T_c) θα πρέπει να είναι υψηλότερη από την μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας του κύκλου.
9. Το δυναμικό καταστροφής της στοιβάδας του όζοντος (ozone depletion potential) είναι ένας δείκτης που καθορίζει την σχετική δυνατότητα των χημικών ουσιών να καταστρέφουν μόρια όζοντος στην στρατόσφαιρα. Απαιτούνται εργαζόμενα ρευστά με χαμηλό ή μηδενικό ODP.
10. Το δυναμικό συνεισφοράς της υπερθέρμανσης του πλανήτη (global warming potential) είναι ένας δείκτης που καθορίζει την ενδεχόμενη συνεισφορά μιας χημικής ουσίας στην υπερθέρμανση του πλανήτη.
11. Ο προσδιορισμός της τοξικότητας (C) των εργαζόμενων μέσων είναι σημαντικά για λόγους ασφαλείας κυρίως των εργαζομένων/χειριστών.
12. Η ευφλεκτότητα (F) είναι ένας δείκτης ο οποίος χρησιμοποιείται για να εκτιμηθούν τα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου ρευστού ως προς την ευφλεκτότητα.
13. Ο βαθμός απόδοσης (η) του ORC είναι δείκτης ο οποίος δίδει μια καλή εκτίμηση της δυνατότητας παραγωγής ενέργειας από την διαδικασία.
14. Η μέγιστη πίεση λειτουργίας (P_{max}) που απαιτείται για την λειτουργία του ORC θα πρέπει να είναι γενικά χαμηλή γιατί υψηλές πιέσεις διεργασιών απαιτούν την χρήση ακριβού εξοπλισμού.
15. Η παροχή μάζας (m_f) του εργαζόμενου μέσου πρέπει και αυτή να είναι μικρή για να διατηρούνται χαμηλά τα κόστη λειτουργίας.
16. Η κρίσιμη πίεση (P_c) του εργαζόμενου μέσου θα πρέπει να είναι υψηλότερη από την P_{max} .
17. Τέλος το επιλεγόμενο οργανικό ρευστό πρέπει να είναι διαθέσιμο στην αγορά και να έχει χαμηλό κόστος.



Εικόνα 6: Διαγράμματα T-S για στεγνά, ισεντροπικά και υγρά ρευστά.

Είναι ενδιαφέρον να αναφερθεί ότι δεν υπάρχει ένα μοναδικό ρευστό το οποίο να θεωρείται ιδανικό για εφαρμογές ORC. Αυτό συμβαίνει γιατί υπάρχει ισχυρή συνάφεια ανάμεσα στο βέλτιστο οργανικό ρευστό και τις συνθήκες σχεδιασμού και λειτουργίας του κύκλου. Για τον λόγο αυτό η μελέτη για την επιλογή του εργαζόμενου ρευστού θα πρέπει να ενσωματώνεται στην διαδικασία σχεδιασμού του συστήματος.

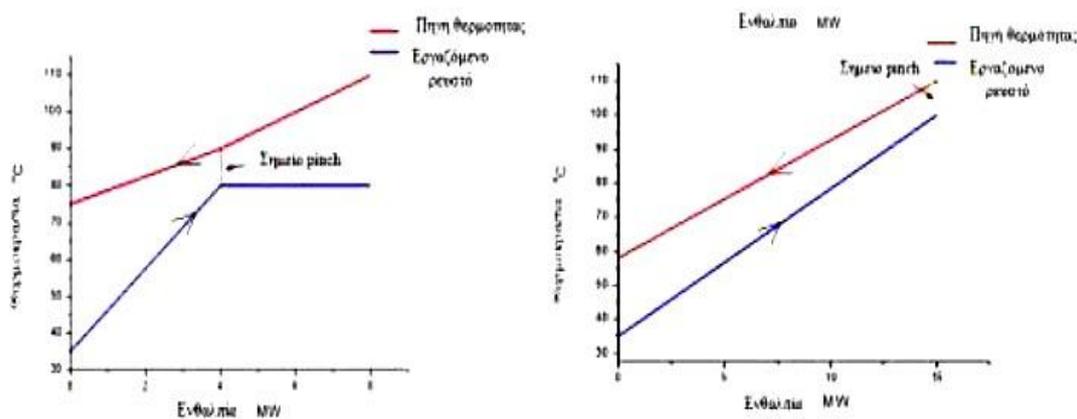
1.4.2 Μείγματα οργανικών ρευστών ως εργαζόμενο μέσο

Στους ORC συνήθως χρησιμοποιούνται καθαρά ρευστά (μοναδικό συστατικό) για να επιτευχθεί αποδοτική απαγωγή θερμότητας. Μελέτες αναφέρουν ότι η αντικατάσταση των καθαρών ρευστών με οργανικά μείγματα δύο ή περισσότερων συστατικών μπορούν να αυξήσουν τον βαθμό απόδοσης τόσο συμβατικών ORC όσο και συστημάτων με τεχνολογίες αναγέννησης ενώ το κόστος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μειώνεται κατά 24% για γεωθερμικές εφαρμογές και 40% για εφαρμογές ανάκτησης σπαταλώμενης θερμότητας.

Τα μείγματα παρουσιάζουν μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης σε σχέση με τα καθαρά ρευστά για διάφορους λόγους. Η θερμοκρασία εξάτμισής τους ακολουθεί το προφίλ μείωσης της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας ενώ αντιθέτως στα καθαρά ρευστά η θερμοκρασία εξάτμισης και παραμένει σταθερή (επίπεδο προφίλ). Αυτό οδηγεί σε μια κατάσταση που ονομάζεται ολίσθηση θερμοκρασίας (temperature glide) και συμβαίνει εξ αιτίας της συνεχούς αλλαγής της σύστασης του μείγματος (ποσοστό υγρής-αέριας

φάσης) σε συνθήκες βρασμού παράγοντας έτσι μια μεταβλητή θερμοκρασία βρασμού. Η ολίσθηση θερμοκρασίας οδηγεί στην αποφυγή του σημείου ανάσχεσης (το σημείο στο οποίο εμφανίζεται η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά ΔT_{\min} μεταξύ των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη), το οποίο υπάρχει στην περίπτωση των καθαρών ρευστών, μειώνοντας έτσι σημαντικά τις απώλειες εξέργειας (το μέγιστο ωφέλιμο έργο το οποίο μπορεί να παραχθεί από ένα σύστημα το οποίο βρίσκεται σε συγκεκριμένη κατάσταση και περιβάλλον).

Άλλα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν τα μείγματα είναι ότι συνδυάζουν ευνοϊκές περιβαλλοντικές ιδιότητες, είναι ασφαλή και έχουν αυξημένη οικονομική και λειτουργική επίδοση διαμέσου της δυνατότητας ρύθμισης της σύστασης του μείγματος.



Εικόνα 7: Συμπεριφορά κατά την εξάτμιση καθαρού ρευστού και μίγματος

Η μελέτη διάφορων ρευστών μειγμάτων για ORC έχει αναλυθεί διεξοδικά σε μεγάλο αριθμό δημοσιευμένων εργασιών. Διάφοροι τύποι μειγμάτων πολλών συστατικών έχουν μελετηθεί, αποτελούμενων κυρίως από υδρογονάνθρακες, υδροφθοράνθρακες και σιλοξάνες και προσδιοριστήκαν τα κριτήρια και οι περιορισμοί με βάση τους οποίους θα γίνει η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων. Μείγματα σιλοξανών και υδρογονανθράκων έχουν προταθεί για ανάκτηση σπαταλούμενης θερμότητας από κυψέλες καυσίμου τετηγμένου ανθρακίτη μέσω ORC. Μείγματα αλογονανθράκων έχουν μελετηθεί για παραγωγή ενέργειας από γεωθερμικά πεδία οδηγώντας σε σημαντικά αυξημένους βαθμούς απόδοσης σε σχέση με την χρήση καθαρών ρευστών. Μείγμα φθοροϋδρογονανθράκων με δύο συστατικά σε διάφορες συγκεντρώσεις μελετήθηκε για σύστημα παραγωγής ισχύος από ηλιακή ενέργεια μέσω ενός ORC.

Η χρήση μειγμάτων υδρογονανθράκων και φθοροϋδρογονάνθρακων έχει μελετηθεί για πηγές θερμότητας διαφόρων θερμοκρασιών για τον ORC εκτιμώντας τα αποτελέσματα με βάση λειτουργικές παραμέτρους του κύκλου όπως ο λόγος όγκων εισόδου/εξόδου, η παροχή μάζας, η διαφορά ενθαλπίας κατά την εκτόνωση κλπ. Διάφοροι συνδυασμοί αλκανίων, φθοριούχων αλκανίων και σιλοξάνων έχουν ερευνηθεί στοχεύοντας στην εύρεση της βέλτιστης συγκέντρωσης.

Μείγματα αμμωνίας–νερού και αλκοόλης–νερού έχουν μελετηθεί χρησιμοποιώντας μέθοδο βελτιστοποίησης για την εύρεση των βέλτιστων συγκεντρώσεων σε συστήματα κύκλων ORC και Kalina. Μείγμα αμμωνίας–νερού προτάθηκε για κύκλο Kalina με την απόδοση του να συγκρίνεται με ORC εργαζόμενου μέσου καθαρής αμμωνίας και R134a. Εξετάστηκαν ακόμα δεκαενέα μίγματα δύο συστατικών ως εναλλακτική λύση στο μείγμα αμμωνίας–νερού οδηγώντας στο συμπέρασμα ότι η μεγαλύτερη απόδοση επιτυγχάνεται με μείγματα με βάση το προπανίο και προπυλαινίο. Μείγματα πολυσιλοξανών δύο και τριών συστατικών μελετήθηκαν για ανάκτηση θερμότητας μέσω ORC από εργοστάσιο συμπαραγωγής με καύσιμο κατάλοιπα από την επεξεργασία ξύλου. Τέλος ζεοτροπικό μείγμα R227ea/R245fa μελετήθηκε για υποκρίσιμο ORC για εκμετάλλευση γεωθερμικών πηγών.

1.5 Εφαρμογές συστημάτων Οργανικών Κύκλων Rankine

1.5.1 Συμπαραγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας από Βιομάζα

Η βιομάζα είναι μια ευρέως διαθέσιμη πηγή ενέργειας η οποία παράγεται από μεγάλο αριθμό αγροτικών και βιομηχανικών διεργασιών όπως τα γεωργικά απόβλητα ή η βιομηχανία του ξύλου. Βέλτιστη θεωρείται η τοπική αξιοποίηση της καθώς η χαμηλή ενεργειακή της πυκνότητα καθιστά υψηλό το κόστος μεταφοράς και συνήθως η απαίτηση σε θερμότητα και ηλεκτρισμό είναι τοπική κάνοντας την επιλογή ενός εργοστασίου βιομάζας ιδιαίτερα βολικό στην περίπτωση μιας μη συνδεδεμένης στο δίκτυο εφαρμογής. Η τοπική παραγωγή οδηγεί σε μικρής κλίμακας εργοστάσια (<1MWe) αποκλείοντας έτσι την χρήση παραδοσιακών κύκλων ατμού οι οποίοι δεν είναι οικονομικά συμφέροντες στην κλίμακα αυτή.

Ο ORC έχει αρκετά πλεονεκτήματα έναντι στα παραδοσιακά συστήματα παραγωγής ατμού:

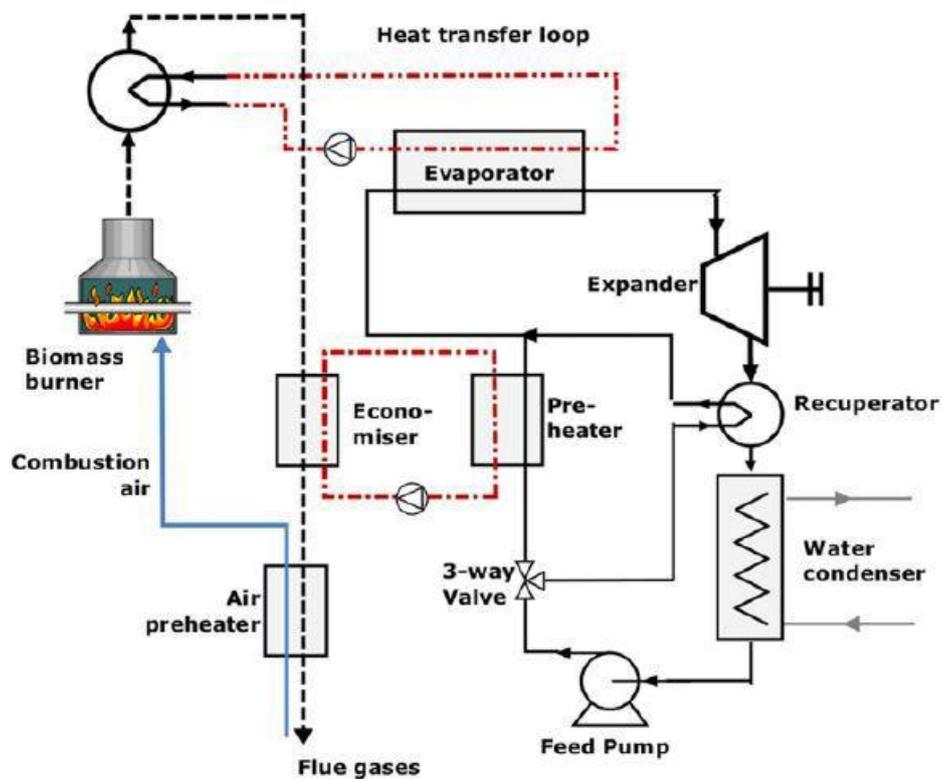
1. Ο λέβητας λειτουργεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες και πιέσεις καθώς θερμαίνει μόνο το θερμικό έλαιο σε θερμοκρασίες περίπου 300°C και χαμηλές πιέσεις. Οι λέβητες ατμού εν αντιθέσει χρειάζονται να υπερθερμαίνουν τον ατμό σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 450°C με σκοπό την αποφυγή δημιουργίας σταγονιδίων κατά την διάρκεια της εκτόνωσης. Η πίεση των 60-70 bar και οι θερμικές τάσεις αυξάνουν δραματικά την πολυπλοκότητα και το κόστος του λέβητα ατμού σε σύγκριση με έναν απλό λέβητα θερμικού ελαίου.
2. Ο ORC παρουσιάζει χαμηλότερη πίεση λειτουργίας με αποτέλεσμα να μειώνεται το κόστος εγκατάστασης και λειτουργίας.

Ο βαθμός απόδοσης της παραγωγής ισχύος με ORC είναι χαμηλότερος απ' ό τι των παραδοσιακών κύκλων ατμού και μειώνεται όσο μικραίνει το μέγεθος του εργοστασίου. Η ζήτηση θερμότητας είναι αναγκαία προϋπόθεση για να αυξηθεί ο συνολικός βαθμός απόδοσης του εργοστασίου. Η ζήτηση θερμότητας μπορεί να καλυφθεί με βιομηχανικές διεργασίες (όπως ξήρανση ξύλου) ή θέρμανση χώρου. Το φορτίο του εργοστασίου μπορεί να ελέγχεται από την επιτόπου ζήτηση θερμότητας ή μεγιστοποιώντας την παραγωγή ισχύος. Η δεύτερη λύση συμπεριλαμβάνει απόρριψη της πλεονάζουσας θερμότητας αυξάνοντας έτσι τις ετήσιες ώρες λειτουργίας του κύκλου σε πλήρες φορτίο.

Ένα δεύτερο μειονέκτημα του ORC εν αντιθέσει με τον κύκλο ατμού είναι οι υψηλότερες θερμοκρασίες καυσαερίου στην έξοδο του λέβητα. Η θερμοκρασία του θερμικού ελαίου είναι περίπου 300°C ενώ η θερμοκρασία της παροχής νερού στην είσοδο ενός κύκλου ατμού είναι περίπου 100°C. Με τα καυσαέρια να απορρίπτονται σε υψηλότερη θερμοκρασία ο βαθμός απόδοσης του λέβητα μειώνεται. Το πρόβλημα αυτό μπορεί να λυθεί προσθέτοντας εσωτερικούς εναλλάκτες θερμότητας για προθέρμανση του εργαζόμενο μέσου του ORC και του αέρα πριν εισέλθει στον λέβητα.

Η μόνη ανταγωνιστική τεχνολογία για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από στερεά καύσιμα όπως η βιομάζα, είναι η αεριοποίηση. Με αυτή την τεχνολογία, η βιομάζα μετατρέπεται σε ένα συνθετικό αέριο που αποτελείται κυρίως από H₂, CO, CO₂, CH₄ το οποίο αφού φιλτραριστεί για να απομακρυνθούν στερεά κατάλοιπα,

χρησιμοποιείται ως καύσιμο σε μηχανές εσωτερικής καύσης για την άμεση παραγωγή ηλεκτρισμού. Συγκρίνοντας αυτές τις δύο τεχνολογίες προκύπτει ότι η αεριοποίηση συνοδεύεται από μεγαλύτερα κόστη εγκατάστασης (75%) και μεγαλύτερα κόστη συντήρησης και λειτουργίας (200%) αναφορικά με την τεχνολογία ORC. Η αεριοποίηση όμως επιτρέπει μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης ηλεκτρικής ενέργειας, γεγονός που την κάνει πιο επικερδή. Αξίζει να σημειωθεί ότι ενώ μονάδες ORC βρίσκονται ήδη σε λειτουργία, μονάδες αεριοποίησης συναντώνται μόνο σε πειραματικά εργαστήρια ακόμα.



Εικόνα 8: Συμπαράγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού από καύση ιομάζας

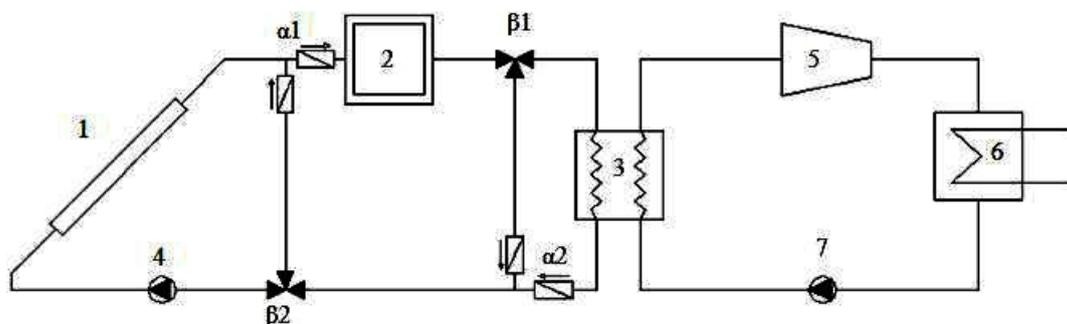
1.5.2 Ηλιακή ενέργεια

Η συγκέντρωση της ηλιακής ενέργειας είναι μια ευρέως διαδεδομένη τεχνολογία. Η πορεία του ήλιου παρακολουθείται σε έναν ή δύο άξονες και η ακτινοβολία ανακλάται σε γραμμικό ή σημειακό συλλέκτη μεταφέροντας θερμότητα σε ένα ρευστό σε υψηλή

θερμοκρασία. Η θερμότητα μεταφέρεται σε κύκλο παραγωγής ισχύος για παραγωγή ρεύματος. Οι τρεις κύριες τεχνολογίες συγκέντρωσης της ηλιακής ακτινοβολίας είναι ο παραβολικός δίσκος, ο κεντρικός πύργος και ο παραβολικός συλλέκτης.

Οι παραβολικοί δίσκοι και οι ηλιακοί πύργοι είναι τεχνολογίες σημειακής συγκέντρωσης οδηγώντας σε μεγαλύτερες συγκεντρώσεις και θερμοκρασίες. Ο καλύτερος κύκλος για τις τεχνολογίες αυτές είναι η μηχανή Stirling (για μικρή κλίμακα εργοστάσια), ο κύκλος ατμού ή και ο συνδυασμένος κύκλος για τους ηλιακούς πύργους. Οι παραβολικοί συλλέκτες λειτουργούν σε χαμηλότερες θερμοκρασίες (300°C-400°C) και ήταν μέχρι και σήμερα κυρίως συνδεδεμένοι με τον παραδοσιακό κύκλο Rankine ατμού. Ισχύει και εδώ ο ίδιος περιορισμός όπως και στα εργοστάσια βιομάζας δηλαδή οι κύκλοι ατμού απαιτούν υψηλές θερμοκρασίες και πιέσεις άρα υψηλή εγκατεστημένη ισχύ για να είναι επικερδής.

Τα συστήματα ORC αποτελούν ενδιαφέρουσα λύση καθώς απαιτούν μικρότερο μέγεθος εγκατάστασης και χαμηλότερα κόστη επένδυσης. Τεχνολογίες όπως οι γραμμικοί ανακλαστές Fresnel είναι ιδιαίτερος κατάλληλοι για συστήματα ηλιακών ORC καθώς απαιτούν χαμηλό κόστος επένδυσης και λειτουργούν σε χαμηλότερες θερμοκρασίες.



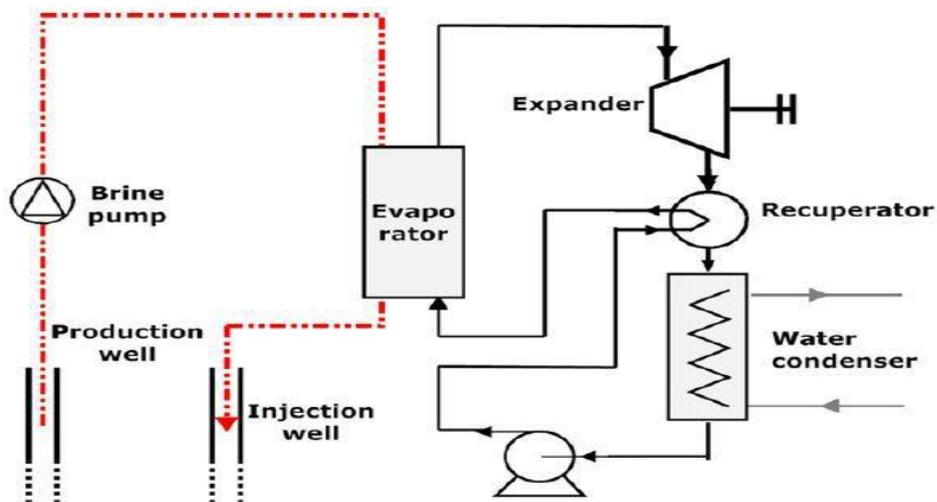
Εικόνα 9: Σχηματική αναπαράσταση συστήματος ηλιακού συλλέκτη και ORC

1.5.3 Ανάκτηση θερμότητας από μηχανικό εξοπλισμό και βιομηχανικές διεργασίες.

Πολλές εφαρμογές στην βιομηχανία αποβάλλουν θερμότητα σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες. Αυτή η θερμότητα μπορεί να μετατραπεί σε πηγή θερμότητας για άλλες εφαρμογές επιτόπου ή να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση χώρου.

1.5.4 Γεωθερμικές Μονάδες

Οι γεωθερμικές πηγές μπορούν να βρεθούν σε ένα πλήθος θερμοκρασιών που κυμαίνεται από λίγους βαθμούς Κελσίου μέχρι και τους 300⁰C. Τυπικές τιμές είναι 90-120⁰C ενώ για θερμοκρασίες κάτω από 80⁰C η αξιοποίηση των γεωθερμικών πηγών γίνεται μη οικονομικά αποδεκτή. Μια τέτοια μονάδα γεωθερμικής παραγωγής ενέργειας φαίνεται στην εικόνα 10. Αποτελείται από ένα τυπικό κύκλωμα ORC με κάποιο εργαζόμενο μέσο χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας (π.χ R134a) και το κύκλωμα άντλησης νερού από το υπέδαφος. Γίνονται δύο γεωτρήσεις ,μία για την άντληση του ζεστού νερού , και μία για την επιστροφή του κρύου νερού από τον ατμοποιητή στο υπέδαφος. Οι Γεωτρήσεις μπορούν να εισχωρήσουν έως και αρκετά χιλιόμετρα μέσα στο υπέδαφος ενώ το κόστος τους μπορεί να ανέλθει και στο 70% της συνολικής εγκατάστασης ORC.



Εικόνα 10: Σχεδιάγραμμα Γεωθερμικής Μονάδας

Οι ιδιοκαταναλώσεις μιας τέτοιας μονάδας είναι αρκετά αυξημένες. Οι απαιτήσεις της γεωθερμικής αντλίας ανέρχονται στο 30-50 % της συνολικά παραγόμενης ισχύος. Γεωθερμικές πηγές άνω των 150⁰C επιτρέπουν τη συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας από το κύκλωμα συμπίκνωσης το οποίο ρυθμίζεται στους 60⁰C. Ο Πίνακας 3 αναγράφει τα δυναμικά για παραγωγή ενέργειας από γεωθερμία στην

Ευρώπη. Τα δυναμικά αυτά είναι αρκετά μεγάλα για τις μικρές θερμοκρασίες. Το 2012 στη Ευρώπη η συνολική εγκατεστημένη γεωθερμική ισχύς ανήλθε στα 1,69 MW από τα οποία το 92% είναι εγκατεστημένο στην Ιταλία και την Ισλανδία.

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από γεωθερμία στην Ευρώπη, αντιστοιχεί στο 10% της συνολικής παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από γεωθερμία όλου του κόσμου.

Θερμοκρασία °C	MWth	MWe
65-90	147.736	10.462
90-120	75.421	7.503
120-150	22.819	1.268
150-225	42.703	4.745
225-350	66.897	11.150

Πίνακας 3: Δυναμικά για γεωθερμικές πηγές διαφόρων θερμοκρασιών στην Ευρώπη

1.5.5 Ανάκτηση θερμότητας σε Μ.Ε.Κ.

Μια μηχανή εσωτερικής καύσης μετατρέπει περίπου το ένα τρίτο της ενέργειας του καυσίμου σε μηχανικό έργο. Για παράδειγμα ένας τυπικός 1.4lt MEK έναυσης με σπινθήρα 45kW με θερμικό βαθμό απόδοσης από 17 έως και 23% απελευθερώνει από το ψυγείο 4.6-120 kW σε θερμοκρασία 80-100°C και 4.6-120 kW από την εξάτμιση σε 400-900°C. Η ανάκτηση θερμότητας από ένα σύστημα κύκλου Rankine είναι ένας αποδοτικός τρόπος για ανάκτηση θερμότητας (σε σχέση με τις άλλες τεχνολογίες όπως η θερμοηλεκτρική και ο κύκλος απορρόφησης κλιματισμού).

1.6 Εκτονωτές

Ο εκτονωτής είναι από τα πιο σημαντικά στοιχεία ενός κύκλου ORC το οποίο επηρεάζει όλο το σχεδιασμό του κυκλώματος και μπορεί να οδηγήσει σε σημαντικούς περιορισμούς.

Οι εκτονωτές χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

1. Εκτονωτές Δυναμικής Ροής
2. Εκτονωτές Θετικής Εκτόπισης

Στην πρώτη κατηγορία ανήκουν οι στρόβιλοι ακτινικής και αξονικής ροής και στη δεύτερη κατηγορία ανήκουν οι σπειροειδείς (scroll), οι ελικοειδείς (screw), οι εμβολοφόροι (piston) και διάφοροι άλλοι τύποι όπως οι vane expander και οι rolling piston που είναι λιγότερο χρησιμοποιούμενοι.

1.6.1 Εκτονωτές Δυναμικής Ροής

Αξονικοί Στρόβιλοι

Οι αξονικοί στρόβιλοι όταν χρησιμοποιούνται με οργανικά μέσα μεγάλου μοριακού βάρους, έχουν αρκετές σχεδιαστικές διαφορές:

1. Τα οργανικά μέσα έχοντας μεγαλύτερο μοριακό βάρος, η ηχητική τους ταχύτητα είναι μικρότερη και πρέπει να αποφεύγουν υπερηχητικές ταχύτητες με κατάλληλο σχεδιασμό του ακροφυσίου εξόδου.
2. Οι πτώσεις πίεσης του συστήματος είναι μικρότερες και συνεπώς απαιτούνται λιγότερες βαθμίδες. Σε μερικές περιπτώσεις μπορεί να χρησιμοποιηθούν και στρόβιλοι μίας βαθμίδας, ειδικά σε εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών (π.χ γεωθερμία).
3. Η πυκνότητα του υπέρθερμου ατμού οργανικού μέσου είναι γενικά μεγαλύτερη από αυτή του νερού. Αυτό επιτρέπει το σχεδιασμό μικρότερων μηχανών.
4. Οι στρόβιλοι οργανικού μέσου είναι μικρότερου μεγέθους από τους αντίστοιχους ατμοστρόβιλους και γι' αυτό πρέπει να προβλέπεται η περίπτωση υπερτάχυνσής τους κατά την αλλαγή φορτίου.
5. Τα οργανικά μέσα μπορεί να είναι εύφλεκτα, τοξικά συνήθως κοστίζουν αρκετά. Δίνεται μεγάλη σημασία, όπως φαίνεται, σε τέτοιες μηχανές η καλή μόνωσή τους ώστε να αποφεύγονται οι διαρροές.

Ακτινικοί Στρόβιλοι

Οι ακτινικοί στρόβιλοι είναι κατάλληλοι για μεγάλες πτώσεις πίεσης και μικρές παροχές μάζας. Η γεωμετρία τους επιτρέπει μεγάλες περιφερειακές ταχύτητες που οδηγούν σε μεγαλύτερες ενθαλπικές πτώσεις ανά βαθμίδα. Επιπλέον έχουν καλύτερη συμπεριφορά από τους ακτινικούς στα μερικά φορτία διατηρώντας υψηλό βαθμό απόδοσης σε μεγάλο εύρος λειτουργίας. Τα χαρακτηριστικά αυτά τους κάνουν ιδανικούς για χρήση σε συστήματα ORC, παρουσιάζοντας τα εξής πλεονεκτήματα:

1. Με ελάχιστες τροποποιήσεις μπορούν να προσαρμοστούν σε διάφορες γεωθερμικές πηγές
2. Μπορούν να παρουσιάσουν πολύ καλή απόδοση σε σημεία λειτουργίας εκτός σχεδίασης και να προσαρμοστούν σε οποιοδήποτε εποχιακές αλλαγές της θερμής πηγής, που είναι άλλωστε χαρακτηριστικό των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ηλιακή, γεωθερμία).
3. Είναι λιγότερο ευαίσθητες στις ανακρίβειες του προφίλ των πτερυγίων επιτρέποντας μεγάλους βαθμούς απόδοσης ακόμα και σε πολύ μικρά μεγέθη μηχανών.
4. Η κατασκευή τους είναι σημαντικά πιο εύκολη και λιγότερο κοστοβόρα από την αντίστοιχη των αξονικών στροβίλων.

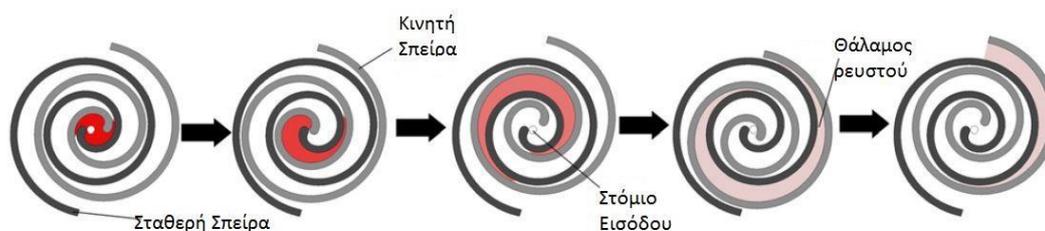
Παρόλα αυτά για πολύ μικρά συστήματα ORC στην κλίμακα των KW δεν ενδείκνυται η χρήση ακτινικών στροβίλων. Αυτό συμβαίνει διότι η ταχύτητα ακροπτερυγίου πρέπει να διατηρείται σταθερή οποιοδήποτε και αν είναι το μέγεθος της μηχανής.

1.6.2 Εκτονωτές Θετικής Εκτόπισης

Στους εκτονωτές θετικής εκτόπισης παραγωγή έργου έχουμε από την αποτόνωση του οργανικού μέσου σε ένα θάλαμο του οποίου ο όγκος μεταβάλλεται. Ανάλογα με τη γεωμετρία της μηχανής ξεχωρίζονται οι εξής τύποι:

Σπειροειδής Εκτονωτής

Όπως φαίνεται και από την ονομασία του ο σπειροειδής εκτονωτής (Scroll Expander) αποτελείται από 2 σπείρες μια σταθερή και μια κινητή. Η κινητή σπείρα κινείται έκκεντρα της σταθερής, χωρίς όμως να περιστρέφεται ως προς αυτή. Ανάμεσα στις δύο σπείρες είναι παγιδευμένο το εργαζόμενο μέσο σε ένα θάλαμο, του οποίου ο όγκος μεγαλώνει, όπως περιστρέφεται ο εκτονωτής, με αποτέλεσμα την εκτόνωση του μέσου. Η διαδικασία αυτή φαίνεται στην εικόνα 11. Η αντίθετη διαδικασία, κατά την οποία το μέσο συμπιέζεται, πραγματοποιείται στους σπειροειδείς συμπιεστές. Οι σπειροειδείς συμπιεστές είναι πολύ διαδεδομένοι στην ψυκτική βιομηχανία. Έχουν λίγα κινούμενα μέρη και λειτουργούν πολύ ομαλά χωρίς δονήσεις και ηχητική μόλυνση. Δεν διαθέτουν βαλβίδες γεγονός που αυξάνει πολύ το χρόνο ζωής της μηχανής και απαιτεί πολύ λιγότερη συντήρηση.



Εικόνα 11: Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή.

Ο όγκος του θαλάμου τη στιγμή που τελειώνει η εκτόνωση προς τον όγκο του θαλάμου τη στιγμή που ξεκινάει η εκτόνωση, καλείται κατασκευαστικός λόγος όγκου και για αυτή την τεχνολογία κυμαίνεται από 2 έως 4. Για συμπιεστές ο λόγος ορίζεται από τους αντίστροφους όγκους. Το μέγεθος αυτό είναι σταθερό για κάθε μηχανή γεγονός το οποίο προκαλεί 2 είδη θερμοδυναμικών απωλειών:

- «Υπο-εκτόνωση» (under-expansion) συμβαίνει όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκου είναι μικρότερος από τον λόγο όγκου του συστήματος. Σε αυτή την περίπτωση ο ειδικός όγκος στο θάλαμο κατά το τέλος της εκτόνωσης είναι μικρότερος από τον ειδικό όγκο του μέσου στην έξοδο του εκτονωτή. Η δεύτερη ορίζεται από το σύστημα, και συγκεκριμένα από τις συνθήκες που επικρατούν στον συμπυκνωτή.

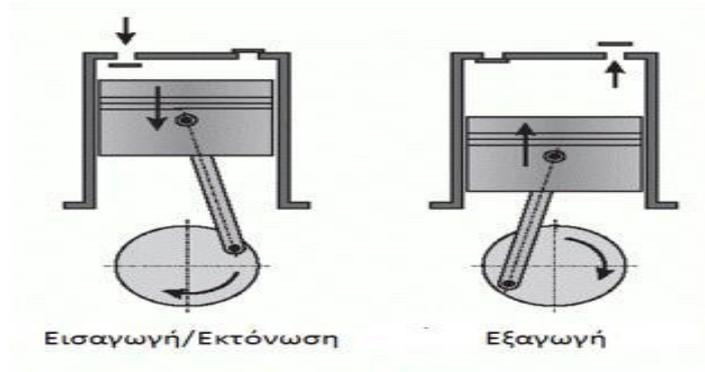
- «Υπερ-εκτόνωση» (over-expansion) αντίστοιχα συμβαίνει όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκου του εκτονωτή είναι μεγαλύτερος από το λόγο όγκου του συστήματος.

Παλινδρομικός Εμβολοφόρος Εκτονωτής

Οι παλινδρομικοί εμβολοφόροι εκτονωτές (Reciprocating Piston Expander) έχουν ως επιπλέον απαίτηση σε σχέση με τους σπειροειδείς, την ύπαρξη βαλβίδων αναρρόφησης και εκρόφησης. Για τη λειτουργία των βαλβίδων χρειάζεται κατάλληλος μηχανισμός (επιπλέον απαιτήσεις χώρου), ρυθμισμένος κατάλληλα ανάλογα τις απαιτήσεις του συστήματος ORC. Έρευνες έχουν δείξει ότι οι στρόβιλοι περιορίζονται σε ροές σταθερής κατάστασης. Σε περίπτωση μεταβαλλόμενης πρόσδοσης θερμότητας, η υγρότητα στο τέλος της εκτόνωσης δεν μπορεί να ελεγχθεί, κάνοντας τους εμβολοφόρους εκτονωτές περισσότερο κατάλληλους σε τέτοιες εφαρμογές. Επιπλέον οι παλινδρομικοί εκτονωτές είναι ικανοί να προσαρμοστούν σε μεγαλύτερους λόγους εκτόνωσης από τους σπειροειδείς ή τους ελικοειδείς. Το γεγονός αυτό τους κάνει πιο κατάλληλους για συστήματα ORC με μεγαλύτερους λόγους πίεσης και υψηλότερες θερμοκρασίες (WHR, Biomass CHP κ.α).

Η αρχή λειτουργίας του είναι ίδια με αυτή δίχρονης Μ.Ε.Κ. Όλες οι διεργασίες διεξάγονται σε ένα κύκλο λειτουργίας ή 360° . Στο μισό κύκλο ή 180° γίνονται οι διεργασίες της εισαγωγής οργανικού μέσου και η εκτόνωση όταν κλείσουν οι βαλβίδες εισαγωγής όπως φαίνεται στην εικόνα 12. Στο δεύτερο μισό του κύκλου οι βαλβίδες εξαγωγής είναι ανοικτές και το οργανικό μέσο εξέρχεται.

Στα μειονεκτήματα των εμβολοφόρων μηχανών συγκαταλέγονται οι αυξημένες τριβές, λόγω των περισσότερων κινούμενων μερών που διαθέτει ο μηχανισμός του. Τριβές υφίστανται ανάμεσα στα ελατήρια του εμβόλου και το χιτώνιο αλλά και στα ρουλεμάν του στροφαλοφόρου άξονα. Λόγω των αυξημένων τριβών η λίπανση είναι κρίσιμης σημασίας. Το έλαιο συνήθως διαλύεται μέσα στο οργανικό μέσο.



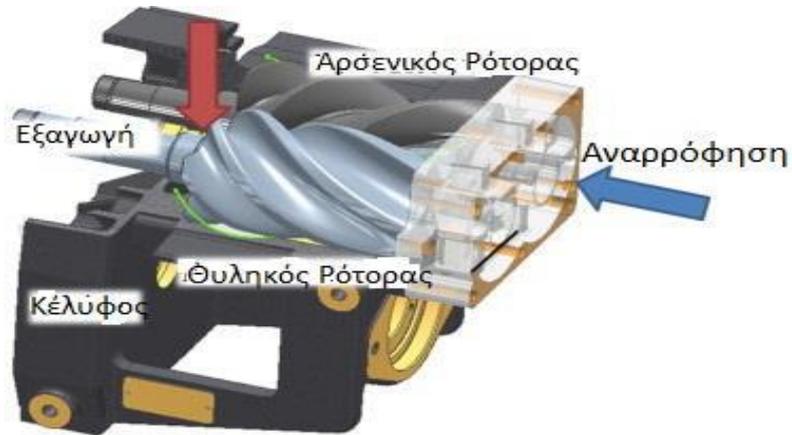
Εικόνα 12: Διεργασίες σε εμβολοφόρο εκτονωτή

Ελικοειδής Εκτονωτής

Οι ελικοειδείς εκτονωτές (screw expanders) χρησιμοποιούνται ευρέως σε μονάδες ORC, και ειδικά σε γεωθερμικές και σε εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας. Η ταχύτητα περιστροφής τους είναι αρκετά μεγαλύτερη από τη συνιστώμενη ταχύτητα περιστροφής των μηχανημάτων με τα οποία βρίσκονται σε σύζευξη (γεννήτρια), απαιτώντας τη χρήση ενδιάμεσων μειωτήρων. Επιπλέον η γραμμή παραγωγής τους απαιτεί υψηλό τεχνολογικό επίπεδο. Η λίπανση είναι ένα σημαντικό ζήτημα σε αυτές της μηχανές και επιλύεται με τη χρήση μείγματος οργανικού μέσου/ελαίου ως εργαζόμενο μέσο.

Όπως όλες οι μηχανές θετικής εκτόπισης είναι απαραίτητο να υπάρχει μόνωση για την αποφυγή διαρροών. Για να αποφευχθεί η άμεση επαφή αλλά και να επιτύχουμε στεγανότητα μεταξύ των λοβών κάθε ρότορα, δύο μέθοδοι λίπανσης εφαρμόζονται: η μέθοδος έγχυσης ελαίου και η ξηρή μέθοδος. Η μέθοδος έγχυσης ελαίου οδηγεί σε απλά σχέδια ελικοειδούς εκτονωτή, φθηνά στην παραγωγή, με υψηλή απόδοση και ευρέως διαδεδομένα στην παραγωγή συμπιεστών. Οι εκτονωτές ξηρού τύπου, λειτουργούν χωρίς λιπαντικό έλαιο, αποτρέποντας την επαφή μεταξύ των κινούμενων μερών του ρότορα χρησιμοποιώντας εξωτερικά συνεργαζόμενα γρανάζια, εσωτερική στεγανότητα μεταξύ των ρουλεμάν και του εξωτερικού τοιχώματος. Τα επιπλέον εξαρτήματα που απαιτούνται για αυτού του είδους τους ελικοειδείς εκτονωτές αυξάνουν σημαντικά το κόστος.

Η αρχή λειτουργίας του ελικοειδούς εκτονωτή φαίνεται στην εικόνα 13. Οι δύο ρότορες, συνεργάζονται έτσι ώστε κατά την περιστροφή του, ο όγκος που έχει παγιδευτεί το εργαζόμενο μέσο να αυξάνει, προσδίδοντας έργο στην άτρακτο.



Εικόνα 13: Αρχή λειτουργίας ελικοειδούς εκτονωτή ξηρής λίπανσης

Οι ελικοειδείς εκτονωτές χρησιμοποιούνται εκτενώς στην ψυκτική βιομηχανία, σε μεγάλης κλίμακας εφαρμογές. Χρησιμοποιούνται όμως και σε εφαρμογές ORC μεγάλης κλίμακας επίσης. Η παροχή όγκου που διαχειρίζονται είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή των σπειροειδών, γι' αυτό και χρησιμοποιούνται σε μονάδες της κλίμακας των MW, ενώ ο κατασκευαστικός λόγος όγκου παίρνει τιμές ελάχιστα μεγαλύτερες από αυτές του σπειροειδή.

Κεφάλαιο 2. Η Εξέργεια

2.1 Εισαγωγή

Όπου υπάρχει υπολογισμός ενεργειακών μεγεθών, υπάρχει παράλληλα μεγάλη σύγχυση στα μεγέθη που πρέπει να μετρηθούν και να εκτιμηθούν. Πολύ συχνά η λύση επιδιώκεται να δοθεί με νέες μονάδες μέτρησης όπως η Wh και οι τόνοι ισοδύναμου πετρελαίου (Τ.Ι.Π.). Όμως και έτσι δημιουργούνται προβλήματα που έχουν να κάνουν με τη σύγχυση που προκαλείται από τις διαφορετικές μονάδες που μετρούν το ίδιο μέγεθος. Επιπλέον υπάρχει διαφοροποίηση των μονάδων από χώρα σε χώρα ανάλογα με το σύστημα που χρησιμοποιείται. Για διεργασίες που αφορούν μετατροπές ενέργειας πολλές φορές προκύπτουν έννοιες απόδοσης λανθασμένες που δεν ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα. Ο βασικός λόγος είναι ότι τέτοιες έννοιες δεν έχουν θεμελιώδη σύνδεση με το φυσικό περιβάλλον. Εντούτοις σε πολλές περιπτώσεις, όπως για παράδειγμα στη θέρμανση ενός χώρου, το περιβάλλον παίζει το καθοριστικό ρόλο.

Η σχέση ανάμεσα στις φυσικές πρώτες ύλες και τις κοινωνικές και οικονομικές δομές συχνά παραμελείται από τους επιστήμονες, τους ερευνητές και τους οικονομολόγους. Από την άλλη μεριά, όσοι ασχολήθηκαν με τις φυσικές πρώτες ύλες δεν έδειξαν ενδιαφέρον στη σχέση αυτών με την κοινωνία και την οικονομία γενικά.

Υπάρχουν εντούτοις και εξαιρέσεις. Μερικοί έλαβαν υπό όψιν φυσικούς αλλά και κοινωνικό-οικονομικούς παράγοντες. Επιπλέον αναλύσεις που αφορούν οικολογικά θέματα έγιναν ιδιαίτερα διαδεδομένες τα τελευταία χρόνια. Πολλά εξαιρετικά ενδιαφέροντα αποτελέσματα έχουν προκύψει από τις έρευνες αυτές. Είναι απαραίτητη η κατανόηση των διεργασιών μετατροπής ενέργειας και υλικών σε κάθε σχεδιασμό που αφορά το μέλλον. Το ενδιαφέρον σε τέτοια θέματα είναι σχετικά πρόσφατο. Για τη σωστή επιλογή ανάμεσα σε διαφορετικές εναλλακτικές λύσεις και για μια αειφόρο ανάπτυξη χρειάζεται όλα αυτά να ληφθούν υπό όψιν. Κι αυτό γιατί οι ίδιες οι λειτουργίες της κοινωνίας είναι άμεσα συσχετισμένες με τις μετατροπές ενέργειας και ύλης στη φύση.

2.2 Ορισμός της έννοιας της εξέργειας

Η εξέργεια είναι ένας όρος σχετικά πρόσφατος και είναι πιο συχνός στην τεχνική ορολογία. Αντιπροσωπεύει το διαθέσιμο προς εκμετάλλευση ποσό ενέργειας ενός συστήματος από το περιβάλλον, για παράδειγμα το ποσό του έργου που μπορεί να παράγει ένα μηχανικό σύστημα στο περιβάλλον του. Η έννοια της εξέργειας πηγάζει από την έννοια της εντροπίας.

Σε ένα σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με εξάτμιση ρευστού και κίνηση στροβίλου, υπάρχουν μεγάλες διαφορές στη μεταβολή της ενέργειας και της εξέργειας. Τέτοιες θεωρήσεις μπορούν να γενικευτούν ακόμη και για τις ενεργειακές μετατροπές σε μια κοινωνία. Η ανθρώπινη κοινωνία σήμερα, εξαρτάται από τις ροές εξέργειας των πεπερασμένων αποθεμάτων εξέργειας που βρίσκονται στη Γη και πιο συγκεκριμένα, σε πετρώματα, καύσιμα, άλλα κυρίως στις ανανεώσιμες πηγές εξέργειας όπως τα δάση που μετατρέπουν και εκμεταλλεύονται την ηλιακή ενέργεια. Το κάθε άτομο, η κάθε ομάδα και όλη η κοινωνία εξαρτάται άμεσα από τις ροές αυτές.

Από τη φυσική περιγραφή της κοινωνίας μπορούν να γίνουν εκτιμήσεις της αποδοτικότητας και να συγκριθούν μεταξύ τους τα διάφορα αποτελέσματα που θα προκύψουν.

Κατά το σχεδιασμό ενός συστήματος επιδιώκεται η βελτιστοποίηση της διεργασίας κάτω από κάποιους περιορισμούς. Όσον αφορά τη σχεδίαση ενός θερμικού συστήματος αυτό σημαίνει βελτιστοποίηση της μετατροπής και χρήση της ενέργειας και ως εκ τούτου ελαχιστοποίηση των απωλειών. Κρίσιμης σημασίας στη προσπάθεια αυτή είναι η συνειδητοποίηση του ότι :

1. Η ενέργεια χαρακτηρίζεται όχι μόνο από ποσότητα αλλά και από *ποιότητα*, δηλαδή ικανότητα ενός ποσού ενέργειας να παράγει χρήσιμο έργο, και
2. Κατά τις μετατροπές συχνά η ενέργεια υποβαθμίζεται, δηλαδή η ικανότητα παραγωγής χρήσιμου έργου από την ίδια ποσότητα ενέργειας μειώνεται. Μέρος της ικανότητας αυτής έχει καταστραφεί για πάντα, παρ' όλο που η ίδια ποσότητα

ενέργειας εξακολουθεί, σύμφωνα με τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο, να υπάρχει κάπου (είτε στο σύστημα είτε στο περιβάλλον).

Γενικά υπάρχουν δυο βασικές κατηγορίες μορφών: *διατεταγμένες* και *αδιάτακτες* μορφές. Στην πρώτη κατηγορία ανήκουν η δυναμική ενέργεια και η διατεταγμένη κινητική ενέργεια (περιστρεφόμενος σφόνδυλος, δέσμη ιδανικού ρευστού). Στη δεύτερη κατηγορία ανήκουν η εσωτερική ενέργεια, η χημική ενέργεια, η θερμική ακτινοβολία, η ενέργεια ρευστού σε τυρβώδη κίνηση. Οι διατεταγμένες μορφές ενέργειας έχουν τα ακόλουθα γνωρίσματα:

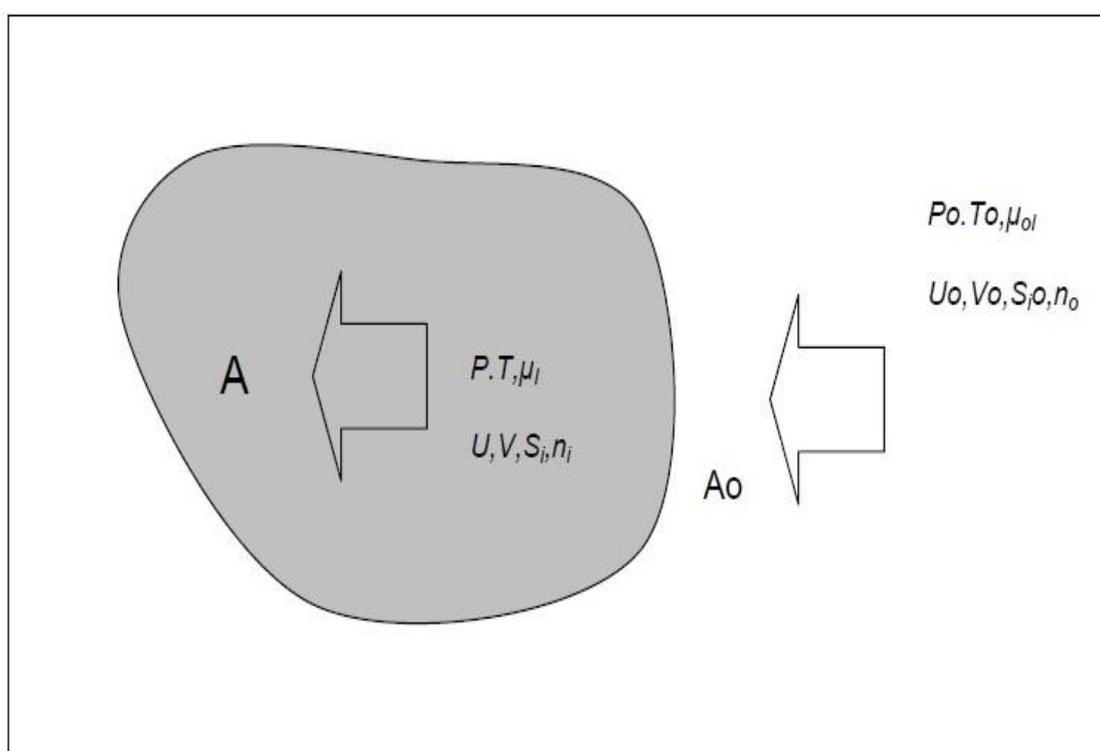
- Πλήρης μετατροπή της μιας μορφής ενέργειας σε άλλη, αν η διεργασία είναι αντιστρεπτή.
- Η μεταφορά διατεταγμένης μορφής ενέργειας από ένα σύστημα σε ένα άλλο παρουσιάζεται σαν αλληλεπίδραση έργου και όχι θερμότητας.
- Κατά την αντιστρεπτή μεταφορά διατεταγμένης ενέργειας μεταξύ συστημάτων, οι εντροπίες των συστημάτων δε μεταβάλλονται. Η ανάλυση μπορεί να στηριχθεί στο πρώτο θερμοδυναμικό νόμο, χωρίς τη χρήση του δεύτερου.
- Δεν απαιτούνται οι παράμετροι του περιβάλλοντος για τον υπολογισμό της διατεταγμένης ενέργειας που μεταφέρεται μεταξύ συστημάτων.

Μια αδιάτακτη μορφή ενέργειας είναι δυνατό να μετατραπεί σε διατεταγμένη μορφή με τη χρήση μιας μηχανής (πχ μια θερμική μηχανή). Τα συμπεράσματα τα οποία έχουν εξαχθεί για τη μεγιστοποίηση της μετατροπής αδιάτακτης σε διατεταγμένη μορφή ενέργειας είναι ότι :

- Οι χρησιμοποιούμενες διεργασίες πρέπει να είναι πλήρως αντιστρεπτές
- Το ανώτατο όριο της μετατροπής εξαρτάται από θερμοδυναμικές παραμέτρους τόσο του συστήματος (στο οποίο είναι αποθηκευμένη η ενέργεια) όσο και του περιβάλλοντος.
- Η ανάλυση των διεργασιών απαιτεί τη χρήση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου.
- Η μετατροπή συνοδεύεται, εν γένει, από αλλαγές στις εντροπίες των συστημάτων που συμμετέχουν.

2.3 Θερμοδυναμική προσέγγιση της εξέργειας

Έστω το σχήμα στην εικόνα 14 στο οποίο φαίνονται το σύστημα A και το περιβάλλον A₀, το οποίο θεωρείται ομογενές και πολύ μεγαλύτερο από το A. Το περιβάλλον A₀, χαρακτηρίζεται από τα εντατικά μεγέθη T₀, p₀, και μ₀, (θερμοκρασία, πίεση και χημικό δυναμικό). Οι αντίστοιχες παράμετροι για το A είναι τα U, V, S, και η_i, (εσωτερική ενέργεια, όγκος, εντροπία και αριθμός των moles των διαφόρων χημικών στοιχείων) και τα αντίστοιχα για το A₀, είναι U₀, V₀, S₀, και η_{i0} και υποτίθεται ότι είναι επίσης πολύ μεγαλύτερα από του A.



Εικόνα 14: Αλληλεπίδραση ενός συστήματος με το περιβάλλον του

$$\text{Ισχύει δηλαδή } \begin{cases} U \ll U_0 \\ V \ll V_0 \\ \eta \ll \eta_{i0} \end{cases}$$

Το συνδεδεμένο σύστημα που αποτελείται από το A και το A₀ θεωρείται μονωμένο.

Έτσι λαμβάνεται μόνο έργο W και A και ισχύει:

$$dU + dU_0 + dW = 0$$

$$dV + dV_0 = 0$$

$$d\eta_i + d\eta_{i0} = 0$$

Η αλληλεπίδραση μεταξύ του A και του A_0 μπορεί να λάβει χώρα με έναν ελεγχόμενο τρόπο μέσα στο A . Αφού το A είναι μικρό, δεν αλλάζουν τα εντατικά μεγέθη του A_0 . Επομένως:

$$dT_0 = 0$$

$$dp_0 = 0$$

$$d\mu_{i0} = 0$$

Το διαφορικό της εντροπίας του περιβάλλοντος A_0 είναι:

$$dS_0 = \frac{dU_0 + p_0 \cdot dV_0 - \sum_i \mu_{i0} \cdot dn_{i0}}{T_0} = \frac{dU + p_0 \cdot dV - \sum_i \mu_{i0} \cdot dn_i}{T_0} - \frac{dW}{T_0}$$

Το συνολικό διαφορικό της εντροπίας και για το σύστημα και για το περιβάλλον είναι:

$$dS_{o\lambda} = dS + dS_0 = -\frac{1}{T_0} \cdot \left(dU + p_0 \cdot dV - \sum_i \mu_{i0} \cdot dn_i \right) - \frac{dW}{T_0}$$

Η τελευταία σχέση μπορεί να γραφεί και ως εξής:

$$dS_{o\lambda} = -\frac{1}{T_0} \cdot (dE + dW)$$

όπου εισάγεται η εξέργεια E και ισχύει:

$$E = S \cdot (T - T_0) - V \cdot (p - p_0) + \sum_i n_i \cdot (\mu_i - \mu_{i0})$$

η οποία δείχνει ότι η εξέργεια μηδενίζεται στην κατάσταση ισορροπίας ($T = T_0$, $p = p_0$, $i=i_0$).

Ας υποθέσουμε ότι ο A μεταβάλλεται προς την ισορροπία με το A_0 χωρίς να παράγει έργο ($dW=0$). Η εξέργεια μεταβάλλεται από E προς 0 και η συνολική εντροπία αλλάζει από $S^{ολ}$ προς $S_{i\sigma}^{ολ}$ (το $ολ$ για ολικό και το $i\sigma$ για την ισορροπία). Χρησιμοποιώντας και την $S = k \cdot \sum_1^Q P_i = 1$ λαμβάνεται

$$S_{i\sigma}^{ολ} - S^{ολ} = - \frac{(-E)}{T_0}$$

και έτσι:

$$E = T_0 \cdot (S_{i\sigma}^{ολ} - S^{ολ})$$

Αν οριστεί η αρνητική εντροπία Σ ως η διαφορά:

$$\Sigma = S_{i\sigma}^{ολ} - S^{ολ}$$

τότε προκύπτει ότι

$$E = T_0 \cdot \Sigma \geq 0$$

Η εξέργεια του A επομένως είναι T_0 πολλαπλασιασμένη με την αρνητική εντροπία του A και του περιβάλλοντος του A_0 . Παρατηρεί κανείς ότι στον ορισμό της εξέργειας E μόνο τα εντατικά μεγέθη του A εμφανίζονται.

Κατά τη διάρκεια της διαδικασίας στην οποία επιτυγχάνεται ισορροπία, η εξέργεια μεταβάλλεται κατά $-E$. Έστω ότι η αύξηση της ολικής εντροπίας είναι $\Delta S^{ολ}$ και το έργο που λαμβάνεται είναι W .

Η ολοκληρωμένη έκφραση της

$$dS_{o\lambda} = -\frac{1}{T_0} \cdot (dE + dW)$$

θα είναι:
$$\Delta S^{o\lambda} = \frac{1}{T_0} \cdot (E + W)$$

ή ομοίως:
$$W = E - T_0 \cdot \Delta S^{o\lambda}$$

καθώς:
$$\Delta S^{o\lambda} \geq 0$$

και με την ισότητα να ισχύει μόνο για αντιστρεπτή διαδικασία, λαμβάνεται:

$$W \leq E$$

δηλαδή, η εξέργεια E είναι το μέγιστο ποσό έργου που μπορεί να απαλειφθεί από το A στη διαδικασία κατά την οποία θα πραγματοποιηθεί η ισορροπία με το περιβάλλον A_0 .

Από τη σχέση

$$E = U + V \cdot p_0 + \sum_i \mu_{i0} \cdot n_i$$

μπορεί να αφαιρεθεί η αντίστοιχη σχέση της ισορροπίας. Καθώς το E εξαφανίζεται στην ισορροπία, βρίσκεται ότι:

$$E = U - U^{i\sigma} + p_0 \cdot (V - V_{i\sigma}) - T_0 \cdot (S - S_{i\sigma}) + \sum_i \mu_{i0} \cdot (n_i - n_{i\sigma})$$

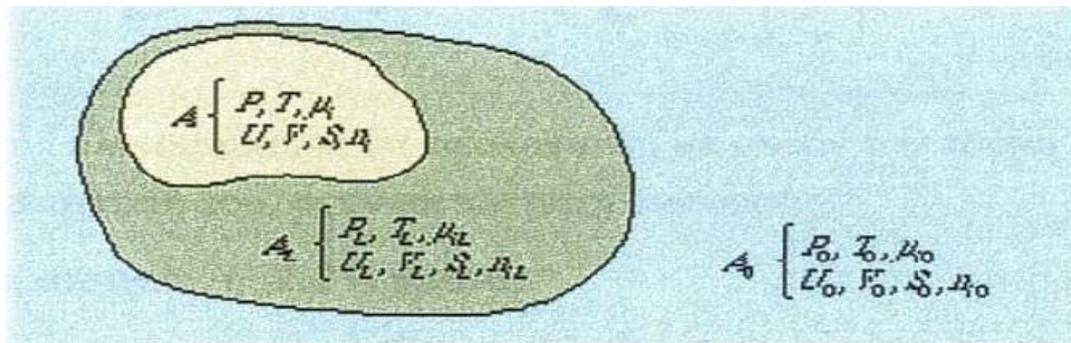
που είναι μια χρήσιμη σχέση για πρακτικούς ορισμούς της εξέργειας.

Σε ορισμένες περιπτώσεις, διαφορές εξέργειας σχετίζονται με άλλα πιο γνωστά, από τη θερμοδυναμική, δυναμικά, όπως φαίνεται στον πίνακα 4 .

Περίπτωση	$\Delta E = \Delta X$	Ορισμός του X	Συνήθης ονομασία
$\Delta n_i = 0$	$\Delta E = \Delta G_o$	$G_o = U + p_o V - T_o S$	
$\Delta n_i = 0, \Delta F = 0$	$\Delta E = \Delta F_o$	$F_o = U - T_o S$	
$\Delta n_i = 0, \Delta S = 0$	$\Delta E = \Delta H_o$	$H_o = U + p_o V$	
$\Delta n_i = 0, p = p_o$	$\Delta E = \Delta G$	$G = U + pV - TS$	Ελεύθ. ενέργεια
$\Delta n_i = 0, \Delta F = 0$	$\Delta E = \Delta F$	$F = U - TS$	Ελεύθ. ενέργεια
$\Delta n_i = 0, \Delta S = 0$	$\Delta E = \Delta H$	$H = U + pV$	Ενθαλπία

Πίνακας 4: Δυναμικά που χρησιμοποιούνται στη θερμοδυναμική.

Θα ήταν ίσως ενδιαφέρον να εξεταστεί και η περίπτωση ενός συστήματος A που βρίσκεται μέσα σε ένα τοπικό περιβάλλον A_τ , το οποίο με τη σειρά του είναι περικυκλωμένο από ένα περιβάλλον A_o (όπως φαίνεται στην εικόνα 15)



Εικόνα 15: Δύο συστήματα και το περιβάλλον.

Τότε ορίζεται μία 'τοπική' εξέργεια:

$$E = U + p_\tau \cdot V - T_\tau \cdot S - \sum_i \mu_{i\tau} \cdot \eta_i$$

που σχετίζεται με την ολική, με τη σχέση:

$$E = U + p_o \cdot V - T_o \cdot S - \sum_i \mu_{io} \cdot \eta_i$$

μέσω της:

$$E = E_{\tau o} + E_\tau$$

όπου ο παράγοντας E_{T_0} δείχνει τη συνεισφορά της εξέργειας εξαιτίας της απόκλισης του τοπικού περιβάλλοντος από το συνολικό. Ισχύει:

$$E = S \cdot (T_\tau - T_0) - V \cdot (p_\tau - p_0) - \sum_i n_i \cdot (\mu_{\tau i} - \mu_{i0})$$

που είναι η έκφραση της εξέργειας η αντίστοιχη με τη

$E = U + p_0 \cdot V - T_0 \cdot S - \sum_i \mu_{i0} \cdot \eta_i$ και με τα εντατικά μεγέθη του A_τ να αντικαθιστούν αυτά του A .

2.4 Φορείς εξέργειας

Η ποιότητα της ενέργειας μπορεί να εκφραστεί ως η ποσότητα της αρνητικής εντροπίας ανά μονάδα ενέργειας του εξεταζόμενου συστήματος. Οι πιο καθαρές μορφές ενέργειας είναι η μηχανική και η ηλεκτρική για τις οποίες η αρνητική εντροπία είναι μηδέν. Αντίθετα η ενέργεια με τη μορφή θερμότητας έχει τη χαμηλότερη ποιότητα. Η ποιότητα χειροτερεύει με τη θερμοκρασία (εφόσον αυτή είναι υψηλότερη από αυτήν του περιβάλλοντος). Στον πίνακα που ακολουθεί οι διάφορες μορφές ενέργειας κατατάσσονται ανάλογα με την ποιότητα από την πιο υψηλή στην πιο χαμηλή. Ο δείκτης του πίνακα 5 δείχνει το περιεχόμενο σε εξέργεια ως ποσοστό του περιεχομένου του υλικού σε ενέργεια.

- 1) π.χ. τεχνητή λίμνη σε υδροηλεκτρικό σταθμό
- 2) π.χ. υδατόπτωση
- 3) π.χ. η ενέργεια σε πυρηνικό καύσιμο
- 4) π.χ. πετρέλαιο, λιγνίτης κ.ά.

Ποιότητα	Μορφή ενέργειας	Δείκτης ποιότητας
Άριστη	Δυναμική ενέργεια	100
	Κινητική ενέργεια	100
	Ηλεκτρική ενέργεια	100
Εξαιρετική	Πυρηνική ενέργεια	σχεδόν 100
	Ηλιακή ενέργεια	95
	Χημική ενέργεια	95
	θερμός ατμός	60
	Τηλεθέρμανση	30
Κατώτερη	Απώλειες θερμότητας	5
Άχρηστη	Θερμότητα ως ακτινοβολία	0

Πίνακας 5: Περιεχόμενο σε εξέργεια για διάφορες μορφές ενέργειας.

Εντούτοις, φορείς εξέργειας δεν είναι μόνο τα συστήματα που φέρουν ενέργεια. Αν ένα σύστημα στερείται ενέργεια (και έτσι διαφοροποιείται από το περιβάλλον) τότε είναι φορέας εξέργειας. Για παράδειγμα ένας κύβος πάγου που βρίσκεται σε θερμοκρασία δωματίου είναι φορέας εξέργειας. Όταν ο πάγος λιώνει παίρνει ενέργεια από τον περιβάλλοντα αέρα. Αν παρεμβληθεί μια αντλία θερμότητας μπορεί να παραχθεί ωφέλιμο έργο. Αυτό καθιστά τον πάγο πηγή ενέργειας. Αντίστοιχα ένα κενό δοχείο εφόσον μπορεί να γεμίσει με αέρα είναι φορέας εξέργειας.

Ανάλογα με την ποιότητα της ενέργειας, η ποιότητα ενός υλικού μπορεί να εκφραστεί από την εξέργεια του υλικού. Η πιο αγνή μορφή ύλης είναι αυτή που περιέχει μόνο γνωστά στοιχεία για τα οποία η εντροπία είναι μηδέν. Διαλυμένα ή αναμειγμένα υλικά έχουν μια υψηλότερη εντροπία και ως εκ τούτου χαμηλότερη ποιότητα. Η ποιότητα μειώνεται όσο μεγαλύτερη είναι η διάλυση και η ανάμειξη. Ένα πέτρωμα καθαρό έχει τη μέγιστη περιεκτικότητα σε εξέργεια. Καθώς εξορύσσεται και διανέμεται στο περιβάλλον, το περιεχόμενο σε εξέργεια μειώνεται. Στον επόμενο πίνακα φαίνονται κάποια υλικά ταξινομημένα συναρτήσει της μείωσης της ποιότητας τους. Σε κάθε περίπτωση υπάρχει ευδιάκριτη διαφορά ανάμεσα στα υλικά που βρίσκονται ψηλά στη στήλη και σε αυτά που βρίσκονται χαμηλά.

Η ποιότητα της μορφής του υλικού εκφράζεται από ένα δείκτη που δίνει το προσεγγιστικό περιεχόμενο σε ενέργεια ως ποσοστό της ποσότητας του υλικού. Ο ορισμός του δείκτη είναι ανάλογος με τον ορισμό για τον προηγούμενο πίνακα. Από τον ακόλουθο πίνακα προκύπτει ότι μόνο ένα μέρος, που δίνεται από την εξέργεια,

μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να ανακτηθεί καθαρό υλικό, εφόσον βέβαια δεν καταναλωθεί εξωτερική ποσότητα εξέργειας. Όταν εκτιμάται το περιεχόμενο σε εξέργεια για το εξεταζόμενο υλικό χρησιμοποιείται η εξίσωση

$$E = U + p_o \cdot V - T_o \cdot S - \sum_i \mu_{io} \cdot \eta_i.$$

Καθώς η εξέργεια δεν διαφοροποιείται ανάμεσα σε ανώτερη και κατώτερη ή σε αυτήν της ύλης και αυτήν της ενέργειας, υπάρχει σαφής σύνδεση ανάμεσα στους δύο τελευταίους φορείς. Η μαθηματική διατύπωση της θεωρίας της σχετικότητας ($E = mc^2$) είναι επίσης μια θεμελιώδης αρχή. Καθώς καθαρίζεται ένα ορυκτό από τις προσμείξεις, ουσιαστικά ανταλλάσσεται ενέργεια υψηλής ποιότητας με εξέργεια που βρίσκεται στην ύλη του.

Μορφή της ύλης	Δείκτης ποιότητας
Υλη σε ταξινομημένη κατάσταση ¹	100
Υλη στη μορφή του εμπορίου ²	σχεδόν 100
Μείγματα στοιχείων	περίπου 90
Πλούσια αποθέματα ορυκτών ⁴	50-80
Ορυκτά	50
Φτωχά αποθέματα ορυκτών ⁵	20-50
Ορυκτά διαλυμένα στο έδαφος	περίπου 0

Πίνακας 6: Περιεχόμενο σε εξέργεια διαφόρων υλικών

- 1) π.χ. κάρβουνο ως διαμάντι
- 2) π.χ. σίδηρος, χρυσός, ή μόλυβδος
- 3) π.χ. χάλυβας, κράματα, ή πλαστικά
- 4) π.χ. λεμονίτης
- 5) π.χ. βωξίτης

Από τον πίνακα 6 συμπεραίνεται ότι υλικά τα οποία είναι ακριβά έχουν μεγάλο περιεχόμενο σε εξέργεια. Αντιθέτως, υλικά τα οποία είναι αναμειγμένα (π.χ. άμμος) έχουν μικρό περιεχόμενο σε εξέργεια.

Συστήματα πλούσια σε εξέργεια όπως για παράδειγμα υλικά, χημικές ενώσεις μπορούν στην πράξη να χρησιμοποιηθούν ως συστήματα μετασχηματισμού ηλεκτρικής σε χημική και αντίστροφα.

2.5 Διαφορές ανάμεσα στην περιγραφή της εξέργειας και της ενέργειας

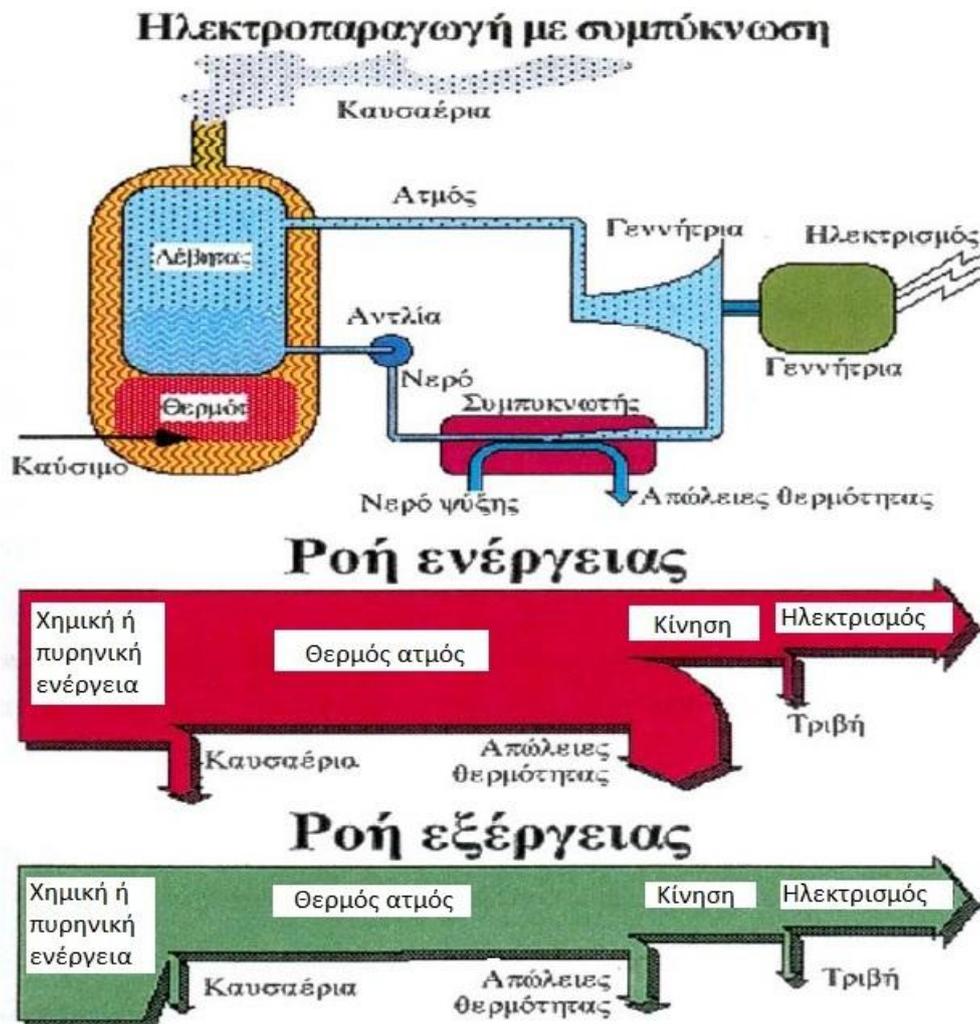
Όσοι ασχολούνται με τις διάφορες μορφές ενέργειας πρέπει να λαμβάνουν υπό όψιν ότι σε κάθε σύστημα υπάρχουν είτε ως τελικά, είτε ως ενδιάμεσα, ποικίλα προϊόντα και οι πολλές μεταβολές που πραγματοποιούνται μειώνουν τη συνολική διαθέσιμη εξέργεια.

Μπορεί να ληφθεί για παράδειγμα η λειτουργία ενός σταθμού ηλεκτροπαραγωγής (εικόνα 16). Το πάνω μέρος του σχήματος δείχνει ένα λέβητα όπου θερμαίνεται νερό μέχρι εξατμίσεως. Πηγή ενέργειας για την παραγωγή θερμότητας μπορεί να είναι οποιοδήποτε καύσιμο (κάρβουνο, πετρέλαιο ή ακόμη και ουράνιο). Ο ατμός που παράγεται περιστρέφει ένα στρόβιλο που θέτει σε κίνηση ηλεκτροπαραγωγό ζεύγος. Όταν ο ατμός περνάει ανάμεσα από τον στρόβιλο μεταδίδει εξέργεια στη γεννήτρια. Μετά από εκεί, ψύχεται σε έναν συμπυκνωτή προς υγρό και επανοδηγείται στο λέβητα. Αυτή η ψύξη είναι απαραίτητη για να βελτιώσει τη μετάδοση ενέργειας στο στρόβιλο καθώς τότε έχουμε μέγιστη απολαβή έργου.

Η χημική ενέργεια στο κάρβουνο και το πετρέλαιο, ή και το πυρηνικό καύσιμο μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια, όχι χωρίς απώλειες. Οι απώλειες αυτές είναι μεγάλες: σε ένα σταθμό πετρελαίου τουλάχιστον 60% ενώ σε έναν πυρηνικό, φτάνει ακόμα και το 70%. Μετρώντας το σύστημα συνολικά, για την προετοιμασία της πρώτης ύλης για την ενέργεια, μέχρι και τη διαχείριση των απορριμμάτων της καύσης υπάρχουν πολύ μεγαλύτερες απώλειες από την ωφέλιμη.

Στο κάτω μέρος του διαγράμματος απεικονίζονται δύο ροές, τα διαγράμματα Sankey. Στο άνω εκ των δύο, το πλάτος της ροής είναι ανάλογο με το περιεχόμενο σε ενέργεια για την εκάστοτε μορφή ενέργειας, ενώ στο κάτω το πλάτος είναι ανάλογο του

περιεχομένου σε εξέργεια. Παρατηρείται ότι τα πλάτη είναι σχεδόν ίσα. Αυτό οφείλεται στο ότι τόσο οι εισροές όσο και οι εκροές είναι ενέργειες υψηλής μορφής.



Εικόνα 16: Ροές εξέργειας και ενέργειας σε σταθμό ηλεκτροπαραγωγής.

Στην ηλεκτρική ενέργεια το περιεχόμενο εξέργειας είναι εξίσου μεγάλο με το περιεχόμενο σε ενέργεια. Οι απώλειες εντούτοις είναι διαφορετικές. Υπάρχουν απώλειες στην καύση. Η χημική ενέργεια του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμότητα μέσω εναλλακτών ενέργειας η θερμότητα προσδίδεται στο βραστό νερό. Η πίεση είναι υψηλή οπότε ο βρασμός πραγματοποιείται σε υψηλές θερμοκρασίες (μεγαλύτερες από 300 °C). Η θερμότητα επίσης οδηγείται μέσω των αγωγών μεταφοράς και των τοιχωμάτων στο περιβάλλον, όπου χάνεται. Επίσης ενέργεια

χάνεται λόγω της υψηλής ενθαλπίας των καυσαερίων. Αυτές οι απώλειες είναι ένα μικρό ποσοστό της παραγόμενης ενέργειας.

Εντούτοις στο διάγραμμα Sankey φαίνεται ότι η πιο δραστική απώλεια εξέργειας είναι οι απώλειες αυτές. Έτσι στο σημείο αυτό χάνεται περισσότερο από το 1/3 της διαθέσιμης εξέργειας. Επιπλέον χάνεται στην ίδια τη διαδικασία. Ένα μικρό μόνο μέρος αυτής φεύγει στο περιβάλλον. Έτσι η ροή εξέργειας γίνεται στενότερη και παράγεται μεγάλη ποσότητα εντροπίας. Αυτό οφείλεται στο ότι ο ατμός που φεύγει από το λέβητα έχει χαμηλότερη θερμοκρασία και πίεση από αυτές που θα έπρεπε. Ο λόγος αυτού είναι οι φυσικοί περιορισμοί όλων των υλικών που συμμετέχουν στις διεργασίες, κυρίως στο λέβητα. Σε έναν πυρηνικό σταθμό περισσότερη από τη μισή εξέργεια χάνεται σε αυτό το σημείο της διεργασίας.

Το πλάτος των ροών της θερμικής ενέργειας και της εξέργειας του θερμού ατμού δείχνουν τη μεγαλύτερη διαφορά ανάμεσα στη ροή της ενέργειας και της εξέργειας. Αυτό είναι επίσης μια τελείως διαφορετική θεώρηση του πώς συμβαίνουν οι απώλειες στις διάφορες διεργασίες. Σε ένα διάγραμμα ροών ενέργειας οι απώλειες είναι μεγαλύτερες στο συμπυκνωτή. Όμως η απώλεια συμβαίνει από ένα μέσο το οποίο έχει χαμηλή θερμοκρασία και έτσι οι απώλειες σε εξέργεια είναι μικρές. Αυτό φαίνεται στο διάγραμμα των απωλειών της εξέργειας. Κατά την αλλαγή από μηχανική ενέργεια σε ηλεκτρική - που και οι δυο έχουν εξεργειακό περιεχόμενο 100% - δημιουργούνται μικρές απώλειες εξαιτίας της τριβής.

Τέτοιες απώλειες είναι εξίσου μικρές και στα δυο διαγράμματα. Μέρος των απωλειών οφείλεται και στην κόπωση των υλικών και κυρίως της φτερωτής και του άξονα μετάδοσης της κίνησης.

Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης προσφέρει ένα μέτρο της συμπεριφοράς (απόδοσης) ενός συστήματος, αλλά δεν μπορεί να αποτελέσει κριτήριο της αποδοτικότητας ή τελειότητας ενός συστήματος ή μιας διεργασίας. Στην γενική περίπτωση ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης δεν δείχνει πόσο μια διεργασία απέχει από την ιδανική, π.χ. την αντιστρεπτή.

Συχνά η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης είναι αρκετά κάτω από τη μονάδα ακόμη και για «τέλειες» διεργασίες. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ορίζεται με τέτοιο τρόπο ώστε να μπορεί να αποτελέσει ορθολογικό κριτήριο της αποδοτικότητας ή τελειότητας. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μιας ιδανικής διεργασίας είναι ίσος με τη μονάδα.

2.6 Εξεργειακή ανάλυση

Το εξεργειακό περιεχόμενο ενός προϊόντος δεν ανταποκρίνεται στην εξέργεια που καταναλώθηκε για την παραγωγή του. Για να πραγματοποιηθεί ένας υπολογισμός είναι απαραίτητο να ληφθούν υπόψη όλες οι ποσότητες εξέργειας που προσδίδονται κατά τη διεργασία. Ο υπολογισμός αυτός ονομάζεται ενεργειακή ανάλυση και ως μέτρο χρησιμοποιείται η ελεύθερη ενέργεια Gibbs.

Η εξεργειακή ανάλυση έχει κατακριθεί από πολλές μεριές. Συνήθως μετριέται μόνο ένα μέγεθος, η πηγή ενέργειας χωρίς να λαμβάνονται υπόψη και οι υπόλοιπες πηγές ενέργειας που συμμετέχουν στη διεργασία. Αυτό οφείλεται στα περιορισμένα όρια της έννοιας της ενέργειας. Αντιθέτως, χρησιμοποιώντας την έννοια της εξέργειας, μερικώς ξεπερνιούνται αυτοί οι περιορισμοί. Εντούτοις, κάποιοι γενικοί κανόνες πρέπει να εισαχθούν. Αυτός ο τρόπος υπολογισμού ονομάζεται εξεργειακή ανάλυση.

Όταν εφαρμόζεται η εξεργειακή ανάλυση σε μια διαδικασία παραγωγής, δεν πρέπει αυτή να περιορίζεται σε ένα συγκεκριμένο μέρος της διαδικασίας, αλλά η συνολική διαδικασία να λαμβάνεται και να αναλύεται ως ένα σύνολο. Η εξεργειακή ανάλυση μπορεί να εφαρμοστεί ακόμη και στη μελέτη κοινωνικών φαινομένων και μεγεθών, όπως είναι οι μεταφορές.

Για να γίνει μια εξεργειακή ανάλυση πρέπει πρώτα να διασφαλιστούν κλειστά υλικά και ενεργειακές ισορροπίες. Ασφαλώς κλειστή μαζική ισορροπία περιλαμβάνει κλειστή ατομική ισορροπία σε περίπτωση μη πυρηνικών αντιδράσεων. Στην ακόλουθη μελέτη ξεχωρίζουμε τρεις τρόπους μεταφοράς εξέργειας: μεταφορά εξέργειας με έργο και με θερμική αλληλεπίδραση και εξέργεια που συνδέεται με ροή μάζας. Άλλα στοιχεία εξεργειακής μεταφοράς είτε αγνοούνται, όπως δυναμική και κινητική εξέργεια, είτε αποκλείονται, όπως πυρηνικές επιδράσεις .

Στην ενεργειακή ανάλυση, που βασίζεται στον 1^0 θερμοδυναμικό νόμο, όλες οι μορφές ενέργειας θεωρούνται να είναι ισοδύναμες. Η απώλεια της ποιότητας της ενέργειας δεν λαμβάνεται υπόψη . Για παράδειγμα, η αλλαγή της ποιότητας της θερμικής ενέργειας καθώς μεταφέρεται από μια υψηλότερη σε μια χαμηλότερη θερμοκρασία δεν μπορεί να εξηγηθεί στην ενεργειακή ανάλυση. Δείχνει την ροή ενέργειας να είναι συνεχόμενη. Μια εξεργειακή ανάλυση, που βασίζεται στον 2^0 θερμοδυναμικό νόμο, δείχνει την θερμοδυναμική ατέλεια μιας διαδικασίας, περιλαμβάνοντας όλες τις ποιοτικές απώλειες των υλικών και της ενέργειας, περιλαμβάνοντας και αυτή που μόλις αναφέρθηκε.

Μια ενεργειακή ισορροπία είναι πάντα κλειστή όπως αναφέρει ο 1ος θερμοδυναμικός νόμος. Εκεί δεν μπορεί να υπάρξει ποτέ ενεργειακή απώλεια, μόνο ενεργειακή μεταφορά στο περιβάλλον στην οποία κατάσταση είναι άχρηστη. Για να εντοπίσουμε και να ποσοτικοποιήσουμε τις αντιστρεπτότητες πρέπει να εκτελεστεί μια εξεργειακή ανάλυση.

Η βασική εξεργειακή εξίσωση για ένα kg ουσίας σε ανοιχτά συστήματα, αγνοώντας όρους κινητικής και δυναμικής εξέργειας είναι

$$E_x = (H - H_0) - T_0 \cdot (S - S_0)$$

Συχνά γίνεται μια υποδιαίρεση σε φυσική, χημική και εξέργεια ανάμειξης. Στον υπολογισμό της εξεργειακής ροής, οι όροι της εξέργειας πολλαπλασιάζονται με την ροή

$$\dot{E}_{x_{tot}} = F \cdot (E_{x_{chem}} + E_{x_{phys}} + \Delta_{mix} \cdot E_x)$$

Για να υπολογιστεί η εξέργεια, κάθε όρος της πρέπει να υπολογιστεί ξεχωριστά.

2.6.1 Χημική εξέργεια

Η χημική εξέργεια $E_{x_{chem}}$ σε πίεση P_0 μπορεί να υπολογιστεί φέρνοντας το καθαρό συστατικό σε χημική ισορροπία με το περιβάλλον. Για καθαρά συστατικά αναφοράς, που υπάρχουν επίσης στο περιβάλλον, η χημική εξέργεια αποτελείται από την εξέργεια που μπορεί να αποκτηθεί με διάχυση των συστατικών στην συγκέντρωση αναφοράς P_{ref} . Όταν θεωρούμε τον νόμο ιδανικών αερίων ισχύει η ακόλουθη εξίσωση

$$E_{x_{chemref-i}}^0 = R \cdot T_0 \cdot \left(\ln \frac{P_0}{P_{ref-i}} \right)$$

Όταν μια ουσία δεν υπάρχει στο περιβάλλον αναφοράς, πρέπει πρώτα να αντιδράσει στις ουσίες αναφοράς έτσι ώστε να πάει σε ισορροπία με το περιβάλλον. Η εξέργεια αντίδρασης στις συνθήκες αναφοράς ισούται με την σταθερή ενέργεια αλλαγής του Gibbs

$$\Delta_r G^0 = \Delta_r \cdot H^0 - T_0 \cdot \Delta_r \cdot S^0$$

Έτσι ο συνολικός όρος της χημικής εξέργειας γίνεται

$$E_{x_{chemref-i}}^0 = \sum_{j=1}^n V_j \cdot E_{x_{chemref-j}}^0 - \Delta_r \cdot G_i^0$$

Εφόσον η τιμή της εξέργειας είναι ανεξάρτητη από τις συνθήκες της διαδικασίας, η τιμή της χημικής εξέργειας μπορεί να αποθηκευτεί σε μια βάση δεδομένων, που συνδέεται με τον εξομοιωτή ροής.

2.6.2 Φυσική εξέργεια

Εφόσον ο υπολογισμός της φυσικής εξέργειας συμπληρώνεται από την εξέργεια ανάμειξης, οι υπολογισμοί της τροχιάς από P, T σε P₀, T₀ υπολογίζουν μόνο τις ενθαλπίες και εντροπίες των καθαρών συστατικών της ροής υλικού. Εφόσον μπορεί να συμβούν αλλαγές στην σύνθεση σε αστραπιαίους υπολογισμούς, πρέπει να γίνουν ξεχωριστοί υπολογισμοί για την φάση εξάτμισης και την φάση υγροποίησης.

Για ένα kg ουσίας, η εξίσωση για το εξεργειακό περιεχόμενο δίνει

$$E_{x_{phys}} = \Delta_{actual-0} \left(L \cdot \left[\sum_{i=1}^n x_i \cdot H_i^L - T_0 \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot S_i^L \right] + V \cdot \left[\sum_{i=1}^n x_i \cdot H_i^V - T_0 \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot S_i^V \right] \right)$$

2.6.3 Εξέργεια ανάμειξης

Η εξέργεια ανάμειξης αντιπροσωπεύει την εξέργεια που χάνεται όταν καθαρές ουσίες αναμειγνύονται.

Έτσι η εξέργεια ανάμειξης, που συχνά ενσωματώνεται στην χημική εξέργεια, έχει πάντα μια αρνητική τιμή.

Η εξέργεια ανάμειξης μπορεί να υπολογιστεί με την χρησιμοποίηση αλγορίθμων για την ενθαλπία και την εντροπία της ανάμειξης, που είναι ευρέως διαθέσιμα σε χαρτιά εξομοίωσης ροής .

$$E_{x_{mix}} = \Delta_{mix} \cdot H - T_0 \cdot \Delta_{mix} \cdot S$$

Για ιδανικά αέρια (με την ενθαλπία ανάμειξης ίση με μηδέν) για παράδειγμα, η εξέργεια ανάμειξης είναι

$$E_{x_{mix}} = -R \cdot T_0 \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot \ln x_i$$

2.6.4 Ο Εξεργειακός Ισολογισμός

Μια διεργασία ή ένα σύστημα τροφοδοτείται με εξέργεια και παράγει ένα ή περισσότερα χρήσιμα προϊόντα που μπορούν γενικά να εκφραστούν σε εξέργεια. Ένα μέρος της εξέργειας με την οποία τροφοδοτείται το σύστημα καταστρέφεται εξαιτίας εσωτερικά μη αντιστρεπτών διεργασιών (εσωτερική αναντιστρεπτότητα). Επίσης από το φυσικό όριο του συστήματος αποβάλλονται ποσά θερμότητας και μάζας που περιέχουν εξέργεια. Η εξέργεια αυτή αποτελεί απώλεια για το σύστημα και εάν δεν ανακτηθεί κάπου αλλού διασκορπίζεται στο περιβάλλον και τελικά καταστρέφεται, οπότε χαρακτηρίζεται ως εξωτερική αναντιστρεπτότητα. Επομένως ο εξεργειακός ισολογισμός του συστήματος μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_L + \dot{I}$$

Όπου

- \dot{E}_F η ολική εξέργεια με την οποία τροφοδοτείται το σύστημα
- \dot{E}_P το σύνολο των προϊόντων εκφρασμένο σε εξέργεια
- \dot{E}_L εξεργειακές απώλειες του συστήματος
- \dot{I} εσωτερική αντιστρεψιμότητα του συστήματος

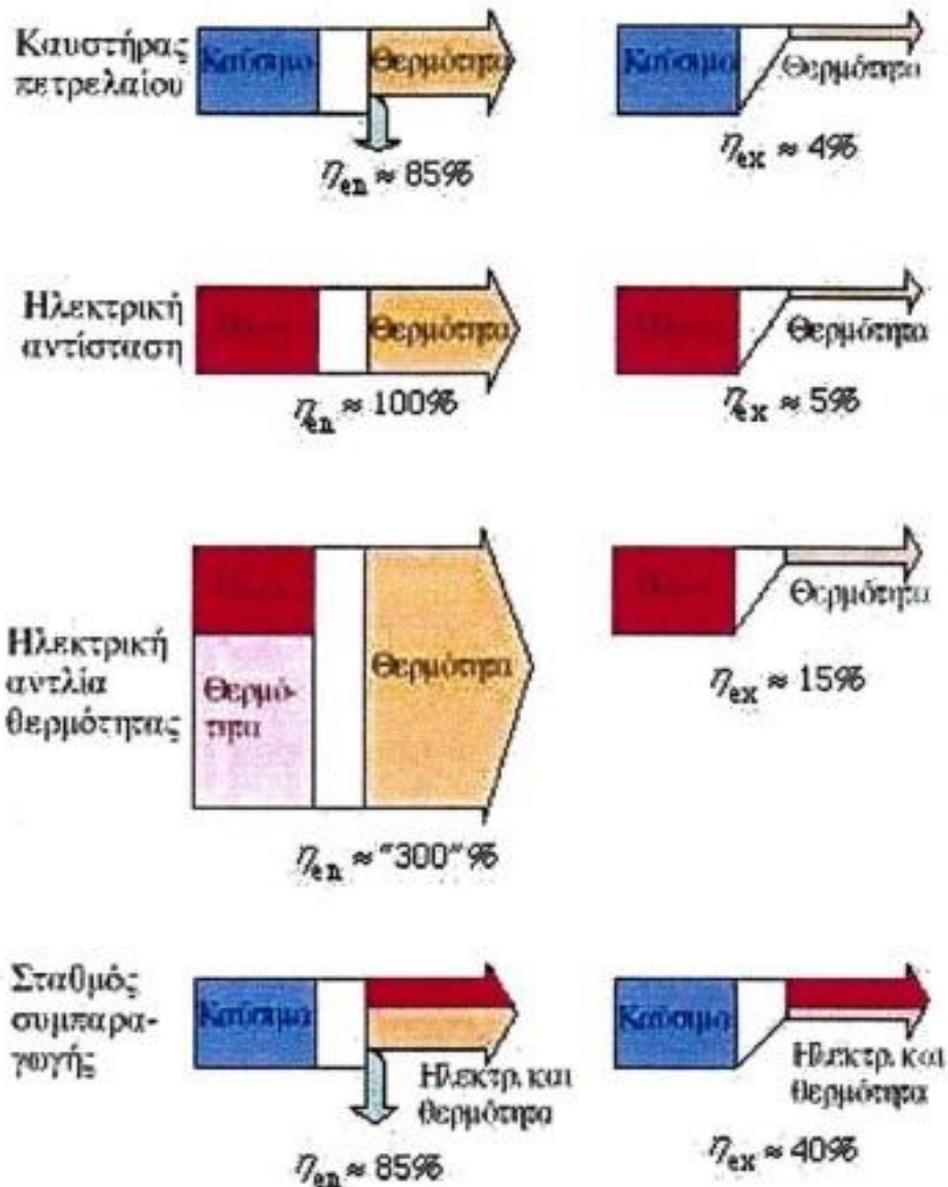
2.7 Η έννοια της αποδοτικότητας

Αντίστοιχα με τις έννοιες της ενέργειας και της εξέργειας μπορούμε να ορίσουμε δύο έννοιες της απόδοσης στις μετατροπές ενέργειας από τη μια μορφή στην άλλη.

- 1) Η ενέργεια στο επιθυμητό τελικό αποτέλεσμα διαιρεμένη με την εισροή ενέργειας. Ονομάζεται ενεργειακός βαθμός απόδοσης και συμβολίζεται με $\eta_{εν}$.
- 2) Η εξέργεια στο επιθυμητό τελικό αποτέλεσμα διαιρεμένη με την εισροή εξέργειας. Ονομάζεται εξεργειακός βαθμός απόδοσης και συμβολίζεται με $\eta_{εξ}$.

Σε μετατροπές ενέργειας ανάμεσα σε διάφορες μορφές υπάρχουν πάντα απώλειες. Επειδή το φυσικό περιβάλλον των μετατροπών αυτών συχνά παραμελείται, ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης μπορεί να είναι και μεγαλύτερος της μονάδας, ($\eta_{εν} > 1$). Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι πάντοτε μικρότερος του 1. Αυτό συμβαίνει βέβαια, γιατί δεν γίνεται να δημιουργηθεί εξέργεια, καθώς αυτή είτε καταναλώνεται, είτε καταστρέφεται. Η εικόνα 17 δείχνει τις διαφορές ανάμεσα στις ροές εξέργειας και ενέργειας και ως εκ τούτου της απόδοσης, για 4 συστήματα μετατροπής: έναν καυστήρα πετρελαίου, μια ηλεκτρική αντίσταση, μια ηλεκτρική αντλία θερμότητας, και μια μονάδα συμπαραγωγής θερμού νερού και ηλεκτρισμού.

Στην εικόνα 17 φαίνεται η μετατροπή του καυσίμου σε θερμότητα σε έναν τυπικό καυστήρα. Ο βαθμός απόδοσης περιορίζεται στο 85% κυρίως εξαιτίας των απωλειών από τα καυσαέρια. Η χαμηλή τιμή στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης οφείλεται στο ότι η πτώση της θερμοκρασίας από τους 1000 °C της φλόγας στους 60 °C του νερού, δεν χρησιμοποιείται.



Εικόνα 17: Ροές εξέργειας για διαφορετικά καύσιμα και συστήματα

Η παραγωγή θερμότητας από μια ηλεκτρική αντίσταση έχει βαθμό απόδοσης 100%. Αυτό, όπως φαίνεται και στο διάγραμμα δεν είναι το μέγιστο που μπορεί να επιτευχθεί στη μετατροπή καυσίμου σε θερμότητα. Μια αντλία θερμότητας μπορεί να συνδεθεί με μια μηχανή εσωτερικής καύσης και να λειτουργεί με καύσιμο. Επίσης μπορεί με αυτόν τον τρόπο να αντικαταστήσει έναν συμβατικό καυστήρα και να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση χώρων.

Αν αμεληθεί το περιβάλλον, η μετατροπή ηλεκτρικής ενέργειας ή καυσίμων σε θερμότητα, μπορεί να υπερβαίνει και το 100%. Όμως, σε ότι αφορά την εξέργεια, τα πράγματα αλλάζουν. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης για τη θέρμανση είναι 5% και για την αντλία θερμότητας, 15%.

Στην εικόνα 17 έγινε σύγκριση ροών ενέργειας και εξέργειας διαμέσου ενός σταθμού ηλεκτροπαραγωγής με χρήση ατμού. Η απόδοση ήταν η ίδια είτε εξετάστηκε η εξέργεια, είτε η ενέργεια. Αυτό συνέβη γιατί η εισροή καυσίμων και η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας έχουν υψηλή ποιότητα και επομένως υψηλό εξεργειακό περιεχόμενο. Στο τελευταίο σχήμα παρατηρείται επίσης ότι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι περίπου ο ίδιος για έναν σταθμό ηλεκτροπαραγωγής με συμπυκνωμένο ρευστό με αυτόν ενός σταθμού συμπαραγωγής.

Αυτό γίνεται πιο εύκολα κατανοητό αν εξεταστεί η κατανομή των απωλειών εξέργειας στον σταθμό που χρησιμοποιεί ατμό. Η μεγαλύτερη απώλεια εξέργειας συνέβη στη μετατροπή καυσίμου σε θερμότητα μέσα στο λέβητα. Καθώς η μετατροπή είναι η ίδια ανάμεσα σε αυτούς τους δύο σταθμούς ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης θα είναι επίσης κοινός, περίπου ίσος με 40%. Όταν εξετάζεται η ενέργεια, οι συνθήκες είναι αρκετά διαφορετικές. Σπάνια αναφέρεται ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης είναι 300% και όχι 100%.

Σήμερα δεν υπάρχουν βαθμοί απόδοσης για τις μετατροπές των υλικών. Αυτό συμβαίνει γιατί δεν υπάρχει τρόπος μέτρησης. Για παράδειγμα στη γεωργία η απόδοση ορίζεται ως η προσδιδόμενη ενέργεια διαιρεμένη από την αποδιδόμενη ενέργεια. Σε ότι αφορά τα δάση, ακόμη και αυτή η προσέγγιση δεν υπάρχει. Το μέγεθος που χρησιμοποιείται συχνότερα είναι η ελεύθερη ενέργεια Gibbs. Μαζί με δεδομένα για τις κανονικές συνθήκες των ουσιών που συμμετέχουν στο εξεταζόμενο σύστημα, προκύπτουν αποτελέσματα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για αυτό.

Η έννοια του εξεργειακού βαθμού απόδοσης σχετίζεται ξεκάθαρα με την πρακτική χρήση της ενέργειας. Σύμφωνα όμως με το 2^ο θερμοδυναμικό αξίωμα, απόδοση 100% μπορεί να επιτευχθεί μόνο με αντιστρεπτή διαδικασία που διαρκεί άπειρο χρόνο. Γενικά ορίζεται ένας μέγιστος εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{εξ,max}$ ο οποίος εξαρτάται από το ρυθμό της διεργασίας. Επίσης ορίζεται ένας σχετικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{εξ,σχ}$ που συνδέει τον μέγιστο με τον πραγματικό, με τη σχέση:

$$\eta_{εξ} = \eta_{εξ,σχ} \cdot \eta_{εξ,max}$$

Κεφάλαιο 3. Περιγραφή Συστήματος ORC

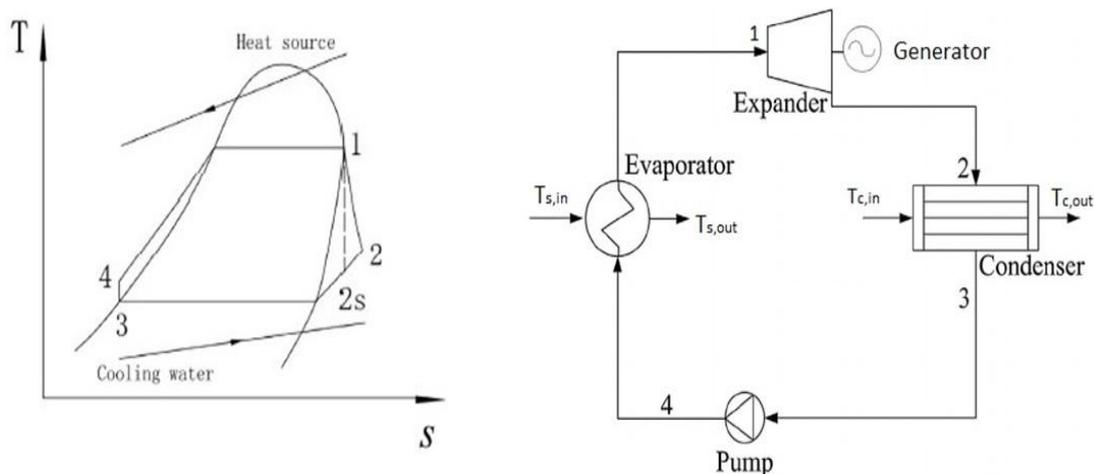
Θεωρητική Ανάλυση

3.1 Περιγραφή Εγκατάστασης

Το ORC σύστημα που μελετήσαμε αποτελείται από μια αντλία, έναν ατμοποιητή, έναν εκτονωτή κι έναν συμπυκνωτή. Το εργαζόμενο μέσο απορροφά θερμότητα από την πηγή θερμότητας και ατμοποιείται στον εξατμιστή δηλαδή παράγει θερμότητα στο ψυκτικό υγρό του συμπυκνωτή.

Ο ατμός από την έξοδο του ατμοποιητή εισάγεται στον στρόβιλο και κινεί τον άξονα για να παράγει ηλεκτρισμό. Καθώς η υπερθέρμανση στο σύστημα ORC δε θα αυξήσει την ενεργειακή απόδοση, στην ανάλυσή μας το εργαζόμενο μέσο στην είσοδο του στρόβιλου θεωρείται κορεσμένος ατμός. Υιοθετούνται κάποιες παραδοχές:

- 1) Έχουμε μόνιμες συνθήκες
- 2) Δεν υπάρχουν απώλειες πίεσης στους αγωγούς και στους εναλλάκτες
- 3) Δεν υπάρχουν απώλειες θερμότητας στο σύστημα
- 4) Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας είναι 1



Εικόνα 18 : Η απεικόνιση των διεργασιών του κύκλου T-S

3.2 Θερμοδυναμική Ανάλυση Μεταβολών

Η θερμοδυναμική ανάλυση για κάθε μία διεργασία περιγράφεται παρακάτω:

Κατανάλωση έργου στην αντλία (μεταβολή από το 3 στο 4):

$$\dot{W}_p = \dot{m}_f \cdot (h_4 - h_3)$$

Μετάδοση θερμότητας στον ατμοποιητή (μεταβολή από το 4 στο 1):

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4)$$

Καταστροφή εξέργειας στον ατμοποιητή:

$$\dot{I}_{evap} = T_0 \cdot [\dot{m}_f \cdot (s_1 - s_4) - \dot{m}_s \cdot (s_{s,in} - s_{s,out})]$$

Παραγωγή ισχύος στον στρόβιλο (μεταβολή από το 1 στο 2):

$$\dot{W}_t = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_2)$$

Καταστροφή εξέργειας στον στρόβιλο:

$$\dot{I}_{exp} = T_0 \cdot \dot{m}_f \cdot (s_2 - s_1)$$

Καταστροφή εξέργειας στον συμπυκνωτή:

$$\dot{I}_{cond} = T_0 \cdot [\dot{m}_f \cdot (s_2 - s_3) - \dot{m}_c \cdot (s_{c,in} - s_{c,out})]$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις 3 έως 6, η συνολική καταστροφή εξέργειας του ORC, περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{evap} + \dot{I}_{exp} + \dot{I}_{cond}$$

Ο θερμοκός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}}$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{E}x_{s,in}}$$

όπου η εισερχόμενη εξέργεια της θερμικής πηγής είναι:

$$\dot{E}x_{s,in} = \dot{m}_s \cdot [(h_{s,in} - h_{s,0}) - T_0 \cdot (s_{s,in} - s_{s,0})]$$

Όπου η εξέργεια της θερμικής πηγής στην έξοδο του ατμοποιητή θεωρείται σαν εξεργειακή απώλεια. Στην μελέτη που ακολουθεί η συνολική είσοδος εξέργειας στον ατμοποιητή θεωρείται ότι είναι η κατανάλωση του συστήματος. Για την ίδια θερμική πηγή τα χαρακτηριστικά της μετάδοσης θερμότητας είναι διαφορετικά λόγω των φυσικών ιδιοτήτων των εργαζόμενων μέσων και η κατάσταση στην είσοδο της θερμικής πηγής είναι και αυτή διαφορετική.

Συνεπώς θα ήταν πιο εποπτικό να διαλέξουμε την εξέργεια εισόδου της θερμικής πηγής ως συνολική εξέργεια εισόδου του συστήματος όταν το εργαζόμενο μέσο μεταβάλλεται. Επιπρόσθετα η συνολική απόδοση μπορεί να γραφτεί σαν τον πολλαπλασιασμό των δύο επιμέρους βαθμών απόδοσης:

$$\eta_{ex} = \eta_{ex,e} \cdot \eta_{ex,i}$$

Όπου $\eta_{ex,e}$, $\eta_{ex,i}$ είναι αντίστοιχα ο εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης και ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ORC. Οι ορισμοί τους περιγράφονται παρακάτω:

$$\eta_{ex,e} = \frac{\Delta Ex_{f,evap}}{Ex_{s,in}} \quad \text{και} \quad \eta_{ex,i} = \frac{W_{net}}{\Delta Ex_{f,evap}}$$

Ο εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,e}$ καθορίζει την αναλογία της εξέργειας που μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο από τη θερμική πηγή προς την εξέργεια εισόδου της θερμικής πηγής. Όταν οι συνθήκες εισόδου της θερμικής πηγής είναι δεδομένες, ο $\eta_{ex,e}$ εξαρτάται πρωταρχικά από τα χαρακτηριστικά της διαδικασίας μετάδοσης θερμότητας και εξέργειας στον ατμοποιητή και τις ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου.

Ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης δείχνει την εξεργειακή απόδοση του κύκλου του εργαζόμενου μέσου, ο οποίος καθορίζεται από τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης, από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας και του στροβίλου καθώς και από τις θερμοφυσικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου.

3.3 Ένα Απλουστευμένο Μοντέλο

Για λόγους απλότητας, η ενέργεια η οποία καταναλώνεται από την αντλία αμελείται, συνεπώς η εσωτερική εξεργειακή απόδοση του ORC μπορεί να εκφραστεί έτσι:

$$\eta_{ex,i} = \frac{W_{net}}{\Delta Ex_{f,41}}$$

Όπου το $\eta_{ex,i}$ είναι η αύξηση της εξέργειας του εργαζόμενου μέσου στον ατμοποιητή, η οποία μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω εξίσωση:

$$\Delta Ex_{f,41} = q_{41} - T_0 \cdot (s_1 - s_4)$$

Η μετάδοση θερμότητας στον ORC είναι:

$$q_{41} \approx q_{31} = \bar{C}_p \cdot (T_1 - T_3) + \gamma_e$$

Η μεταβολή στην εντροπία του εργαζόμενου μέσου από την κατάσταση 4 στην κατάσταση 1 μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω εξίσωση:

$$s_1 - s_4 \approx \bar{C}_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_3} + \frac{\gamma_e}{T_1}$$

Το καθαρό έργο του ORC είναι :

$$W_{net} = (h_1 - h_2) \cdot \eta_t = (q_{41} - q_{2s3}) \cdot \eta_t$$

Όπου η_t είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου. Η απορριπτόμενη θερμότητα στον συμπυκνωτή για ισεντροπική εκτόνωση είναι:

$$q_{2s3} = \bar{C}_p \cdot (T_{2s} - T_3) + \gamma_c$$

Σύμφωνα με την εξίσωση Watson, η σχέση μεταξύ της λανθάνουσας θερμότητας της ατμοποίησης και της συμπύκνωσης είναι:

$$\gamma_e = \gamma_c \cdot \left(\frac{1 - T_e/T_{cr}}{1 - T_c/T_{cr}} \right)^n$$

Όπου $n=0,38$, T_{cr} είναι η κρίσιμη θερμοκρασία, γ_e και γ_c είναι οι τιμές της λανθάνουσας θερμότητας κάτω από θερμοκρασίες T_e και T_c , αντίστοιχα.

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης μπορεί να γραφτεί ως εξής:

$$\eta_{ex,i} = \left(1 - \frac{\frac{B-TEC^{-1}}{1-TEC^{-1}} + (A \cdot Ja)^{-1} - \frac{TCA/TEC}{1-TEC^{-1}} \ln TEC - TCA/TEC/Ja}{1 + Ja^{-1} - \frac{TCA/TEC}{1-TEC^{-1}} \ln TEC - TCA/TEC/Ja} \right) \cdot \eta_t \quad (1)$$

Όπου Ja είναι ο αριθμός Jakob, ο οποίος χαρακτηρίζει την αναλογία του αισθητού ποσού θερμότητας προς το λανθάνον ποσό θερμότητας για τον εξατμιστή, TEC και TCA ορίζονται σαν οι αναλογίες των θερμοκρασιών εξάτμισης και ατμοποίησης $\left(T_1/T_3 \right)$ και ο λόγος της θερμοκρασίας συμπύκνωσης προς τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος $\left(T_3/T_0 \right)$ αντίστοιχα. Οι αδιάστατες παράμετροι στην εξίσωση [1] καθορίζονται παρακάτω:

$$B = \exp \left(\frac{-TEC}{A \cdot Ja} + Ja^{-1} + A^{-1} \cdot Ja^{-1} - TEC^{-1} \cdot Ja^{-1} \right)$$

$$Ja = \frac{\bar{C}_p \cdot (T_1 - T_3)}{\gamma_e}$$

$$A = \left(\frac{1 - T_1/T_{cr}}{1 - T_3/T_{cr}} \right)^n$$

Εν τω μεταξύ ο θερμικός βαθμός απόδοσης μπορεί να γραφτεί και ως εξής:

$$\eta_{th} = \left(1 - \frac{\frac{B-TEC^{-1}}{1-TEC^{-1}} + (A \cdot Ja)^{-1}}{1 + Ja^{-1}} \right) \cdot \eta_t \quad (2)$$

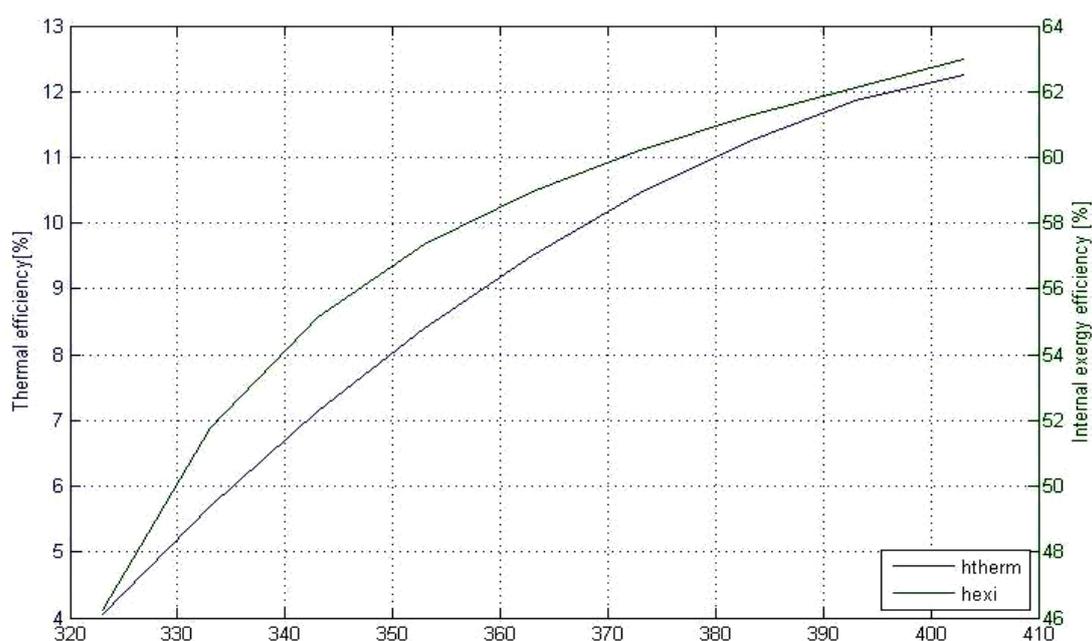
4. Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

Για να αποφύγουμε τη διάβρωση του περυνγίου από το εργαζόμενο μέσο μέσα στο στρόβιλο, θεωρήσαμε μόνο ξηρά και ισεντροπικά ρευστά. Τα εργαζόμενα μέσα καταδεικνύονται στον πίνακα 7. Ο θερμικός και ο ισεντροπικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης των υπαρχόντων μοντέλων παρουσιάζεται στο διάγραμμα 1.

Είναι προφανές ότι τόσο ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης όσο και ο εσωτερικός εξεργειακός αυξάνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης.

Working fluid	Fluid type	Critical temperature	Normal boiling temperature	Molecular weight	ODP	GWP
		K	K	kg/kmol		
n-Pentane	Dry	433.75	282.65	72.15	0	-20
R601a	Dry	469.65	300.95	72.15	0	-20
R142b	Isentropic	410.35	263.85	100.49	0.065	2400
Isobutene	Isentropic	418.05	266.25	56.11	-	-
R600a	Isentropic	407.85	261.41	58.12	0	-20
R141b	Isentropic	477.65	305.2	116.95	0.11	630
Butane	Dry	425.15	272.63	58.12	0	-20
R123	Isentropic	456.85	300.95	152.93	0.012	77
R245ca	Dry	447.57	298.28	134.05	0	560
R245fa	Dry	427.21	288.29	134.05	0	820

ΠΙΝΑΚΑΣ 7: Εργαζόμενα μέσα και τα χαρακτηριστικά τους



Διάγραμμα 1: Μεταβολή του θερμικού βαθμού απόδοσης και του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία ατμοποίησης για το ψυκτικό R245fa

4.1 Ανάλυση Ευαισθησίας Του Συστήματος

Σύμφωνα με την εξίσωση (1), ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ORC επηρεάζεται κυρίως από τον αριθμό Jakob, το TEC και το TCA. Καθώς η θερμοκρασία συμπύκνωσης καθορίζεται από τις συνθήκες ψύξης και η θερμοκρασία του περιβάλλοντος θεωρείται πάντα σταθερή, δε θα μελετηθεί καθ' όλου το TCA. Για διάφορα εργαζόμενα μέσα το διάγραμμα 2 απεικονίζει τη σχέση του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τον αριθμό Jakob και το TEC.

Κάθε κατάσταση αντιστοιχεί σε μία δεδομένη θερμοκρασία ατμοποίησης. Η θερμοκρασία ατμοποίησης μεταβάλλεται από 323 σε 403 K, καθώς η θερμοκρασία συμπύκνωσης T_3 θεωρείται σταθερή στα 303K. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος T_0 είναι 293,15K και θεωρείται σαν σταθερά.

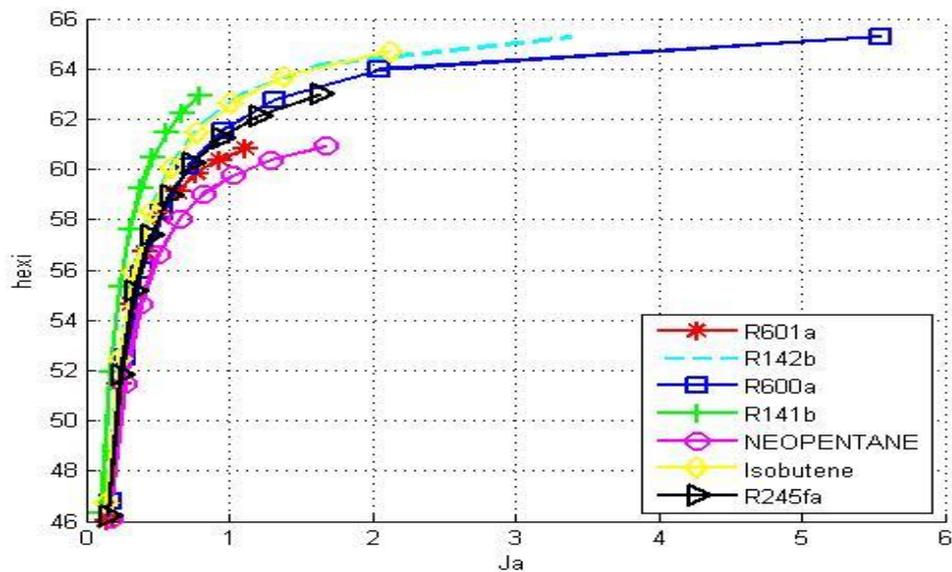
Μεταξύ των τριών παραμέτρων του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης, ο αριθμός Jakob είναι ο μοναδικός ο οποίος καθορίζεται από τις θερμοφυσικές ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων. Όπως φαίνεται στο διάγραμμα 2 όταν ο αριθμός Jakob είναι μικρός ($0 \leq Ja \leq 0,9$), ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνεται δραματικά καθώς αυξάνεται ο αριθμός Jakob.

Όταν ο αριθμός Jakob γίνεται μεγαλύτερος ($Ja \geq 0,9$), ο εσωτερικός εξεργειακός αριθμός σταθεροποιείται. Καθώς ο αριθμός Jakob απεικονίζει την αναλογία του αισθητού ποσού θερμότητας προς το λανθάνον ποσό θερμότητας του εξατμιστή, μεγαλύτερες θερμοκρασίες εξάτμισης οδηγούν σε χαμηλότερη λανθάνουσα θερμότητα, συνεπώς ο αριθμός Jakob θα είναι μεγαλύτερος.

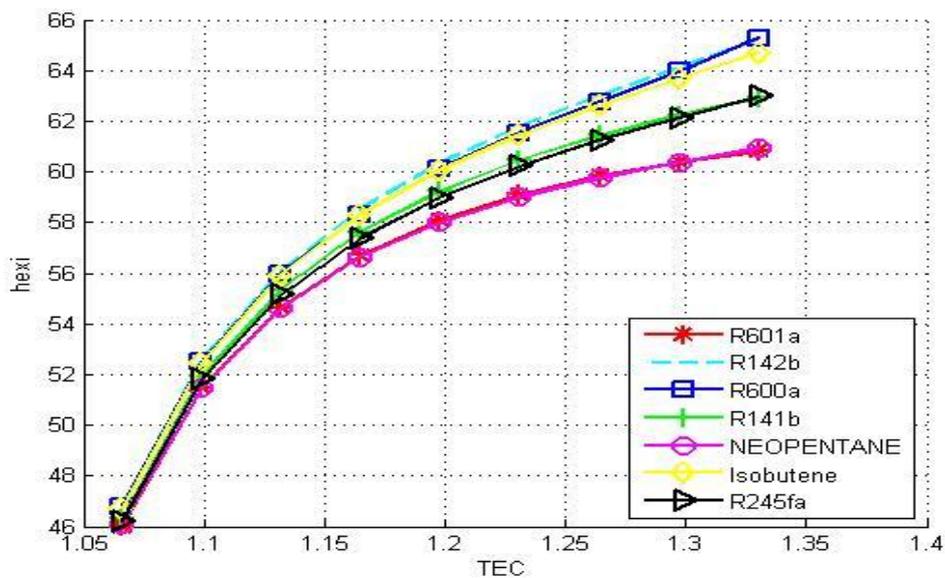
Δεν υπάρχει λόγος να αυξήσουμε τη θερμοκρασία ατμοποίησης πάνω από μία συγκεκριμένη τιμή, επειδή ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης θα αυξηθεί πολύ λίγο για μεγαλύτερες θερμοκρασίες, και επειδή μεγάλες θερμοκρασίες εξάτμισης σημαίνουν μεγαλύτερες πιέσεις στο ORC, οι οποίες είναι περιορισμένες από την πιθανότητα διαρροής και τις συνθήκες λειτουργίας.

Σύμφωνα με το διάγραμμα 2, κάτω από μία καθορισμένη θερμοκρασία ατμοποίησης το εργαζόμενο μέσο με υψηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία (π.χ. R141b), πάντα θα έχει ένα μικρότερο αριθμό Jakob και ακόμα υψηλότερο εσωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Από το διάγραμμα 3, ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης ανάμεσα στα διάφορα εργαζόμενα μέσα κάτω από το ίδιο TEC εμφανίζουν πολύ μικρές διαφορές. Αυτό υποδηλώνει ότι ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης καθορίζεται κατά κύριο λόγο από τις συνθήκες λειτουργίας όπως το TEC, και λιγότερο από τις θερμοφυσικές ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων.



Διάγραμμα 2: Μεταβολή του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα σε σχέση με τον αριθμό Jakob



Διάγραμμα 3: Μεταβολή του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα σε σχέση με τον λόγο TEC

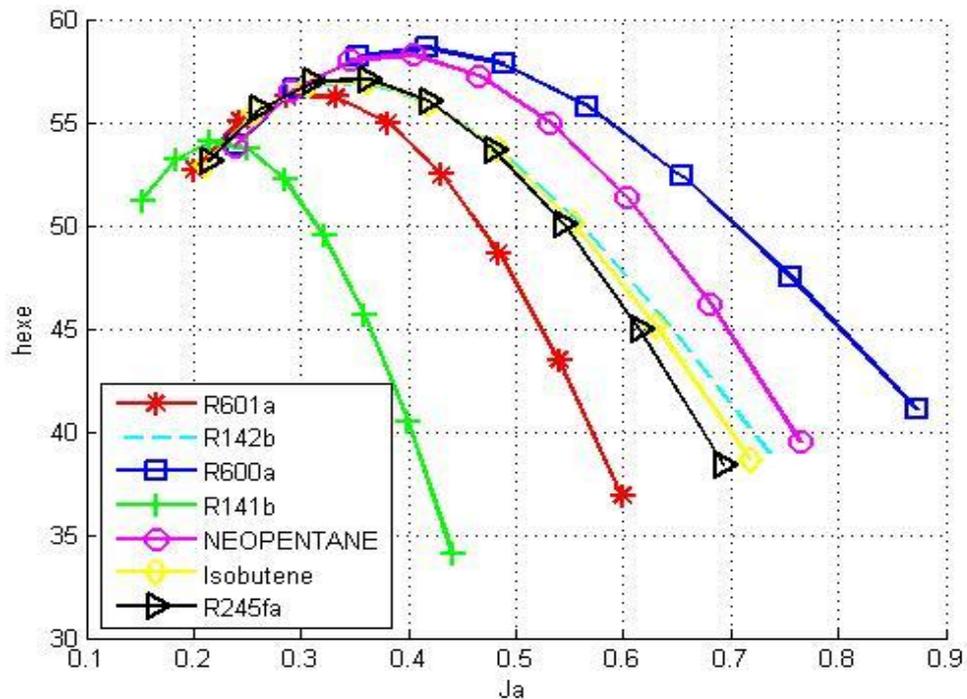
4.2 Ανάλυση του Εξωτερικού Εξεργειακού Βαθμού Απόδοσης

Σε πρακτικές καταστάσεις, ο μεγαλύτερος εσωτερικός βαθμός απόδοσης δεν εξασφαλίζει απαραίτητα υψηλό εξεργειακό βαθμό απόδοσης, το οποίο συχνά υιοθετείται σαν το κριτήριο για τη χρήση ανακόμισης θερμότητας. Συνεπώς οι επιδράσεις στο εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης αξίζουν να αναλυθούν περισσότερο. Είναι περίπλοκο να τις αναλύσουμε θεωρητικά, εξαιτίας των χαρακτηριστικών των ποικιλόμορφων πηγών θερμότητας από τον εξατμιστή.

Σε αυτή την ενότητα, μια αριθμητική εφαρμογή για ένα σύστημα ανάκτησης θερμότητας ORC από τα καυσαέρια της εκτόνωσης ενός στροβίλου παρουσιάζεται για να αναλυθεί ο εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Τα χαρακτηριστικά της θερμικής πηγής έχουν προκαθοριστεί ορίζοντας τη θερμοκρασία εισόδου και την παροχή μάζας και ο βαθμός απόδοσης της διαδικασίας μετάδοσης θερμότητας προκύπτει καθορίζοντας την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στον εξατμιστή. Αναλυτικά οι παράμετροι εισόδου φαίνονται στον πίνακα 8.

Parameters	Substitute name	Value
Heat source inlet temperature [K]	$T_{s,in}$	393
Mass flow rate of heat source [kg/s]	\dot{m}_s	30
Evaporation temperature [K]	T_{evap}	330–370
Condensing temperature [K]	T_{cond}	303
PPTD in the evaporator [K]	ΔT_{ppe}	5
Ambient temperature [K]	T_a	293.15
Isentropic efficiency of pump	η_p	1
Isentropic efficiency of expander	η_e	0.5

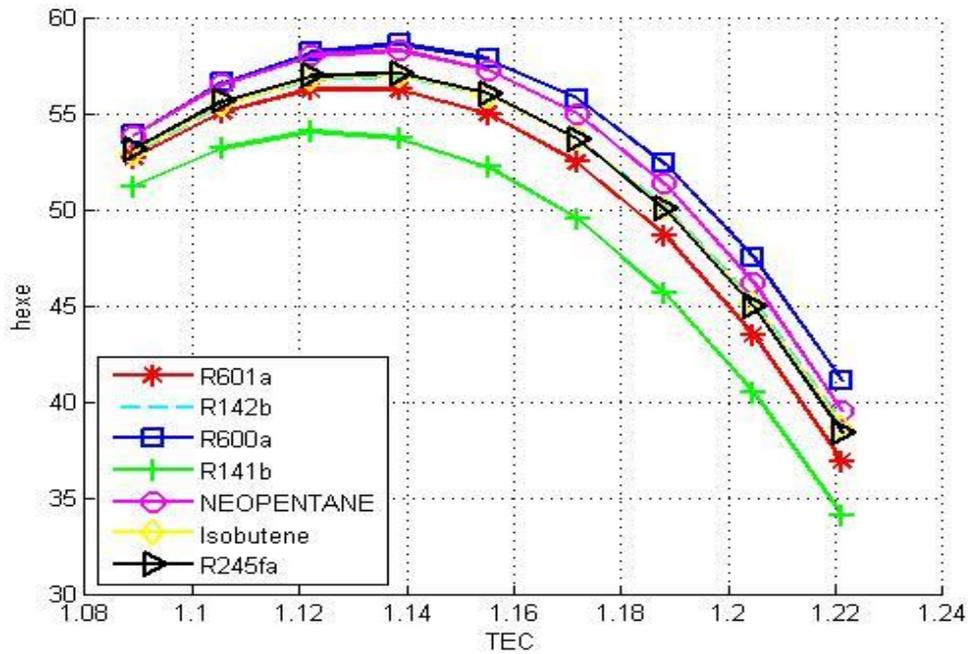
Πίνακας 8: Παρουσίαση αριθμητικών τιμών των παραμέτρων εισόδου για τη βασική ανάλυση



Διάγραμμα 4: Μεταβολή του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα σε σχέση με τον αριθμό Jakob

Το διάγραμμα 4 απεικονίζει την επίδραση του αριθμού Jakob, στον εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα ο εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει την ίδια τάση, οι καμπύλες αρχικά παρουσιάζουν ανοδική τάση με την αύξηση του αριθμού Jakob, και στη συνέχεια μειώνονται δραματικά κάτω από ένα σημείο κορυφής. Συνεπώς υπάρχει ένας βέλτιστος αριθμός Jakob στον οποίο ο εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης φτάνει στη μέγιστη τιμή του.

Ο βέλτιστος αυτός αριθμός Jakob για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα παρουσιάζει μεγάλες διαφοροποιήσεις. Όπως παρατηρείται από το διάγραμμα η τιμή του βέλτιστου εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης αυξάνεται για εργαζόμενα μέσα με χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία και εμφανίζεται σε μεγαλύτερες τιμές του αριθμού Jakob.



Διάγραμμα 5: Μεταβολή του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα σε σχέση με τον λόγο TEC

Ο εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης σε σχέση με το TEC απεικονίζεται στο διάγραμμα 5. Επειδή η θερμοκρασία του συμπυκνωτή θεωρείται σαν σταθερά, το TEC καταδεικνύει τη θερμοκρασία του εξατμιστή. Τα χαρακτηριστικά του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με το TEC για όλα τα εργαζόμενα μέσα φαίνονται σαν παραβολικές καμπύλες.

Τα βέλτιστα TEC για το μέγιστο εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης για όλα τα εργαζόμενα μέσα είναι περίπου ίσα και είναι πολύ κοντά στο 1,14. Επιπρόσθετα οι ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων εκθέτουν μία ουσιαστική επίδραση στις εξωτερικές εξεργειακές αποδόσεις.

Η μέγιστη διαφορά στο βαθμό απόδοσης για το ίδιο TEC είναι περίπου 8%. Εργαζόμενα μέσα με χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία (π.χ. R600a) έχουν πάντα το μεγαλύτερο εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης για την ίδια θερμοκρασία εξατμίσης.

Όπως συζητήθηκε παραπάνω, ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με τον αριθμό Jakob και φτάνει ένα όριο για μεγάλους αριθμούς Jakob, αντίθετα ο

εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης φτάνει τη μέγιστη τιμή του στο βέλτιστο αριθμό Jakob και μετά μειώνεται απότομα. Επειδή ο συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι το γινόμενο των δύο αυτών βαθμών απόδοσης, μπορούμε να συμπεράνουμε ότι για τα εργαζόμενα μέσα τα οποία μελετώνται εδώ, υπάρχει ένας βέλτιστος αριθμός Jakob ο οποίος έχει σαν αποτέλεσμα το μέγιστο συνολικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Καθώς η θερμοκρασία συμπύκνωσης έχει διατηρηθεί σταθερή αυτή η βέλτιστη κατάσταση εξαρτάται μόνο από τη θερμοκρασία του ατμοποιητή για δεδομένο εργαζόμενο μέσο.

4.3 Μέθοδος Βελτιστοποίησης

Στη μελέτη αυτή, οι μέθοδοι των γενετικών αλγορίθμων χρησιμοποιούνται για να πετύχουμε τις βέλτιστες παραμέτρους του συστήματος ORC για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα θεωρώντας το μέγιστο συνολικά εξεργειακό βαθμό απόδοσης σαν τη συνάρτηση στόχου.

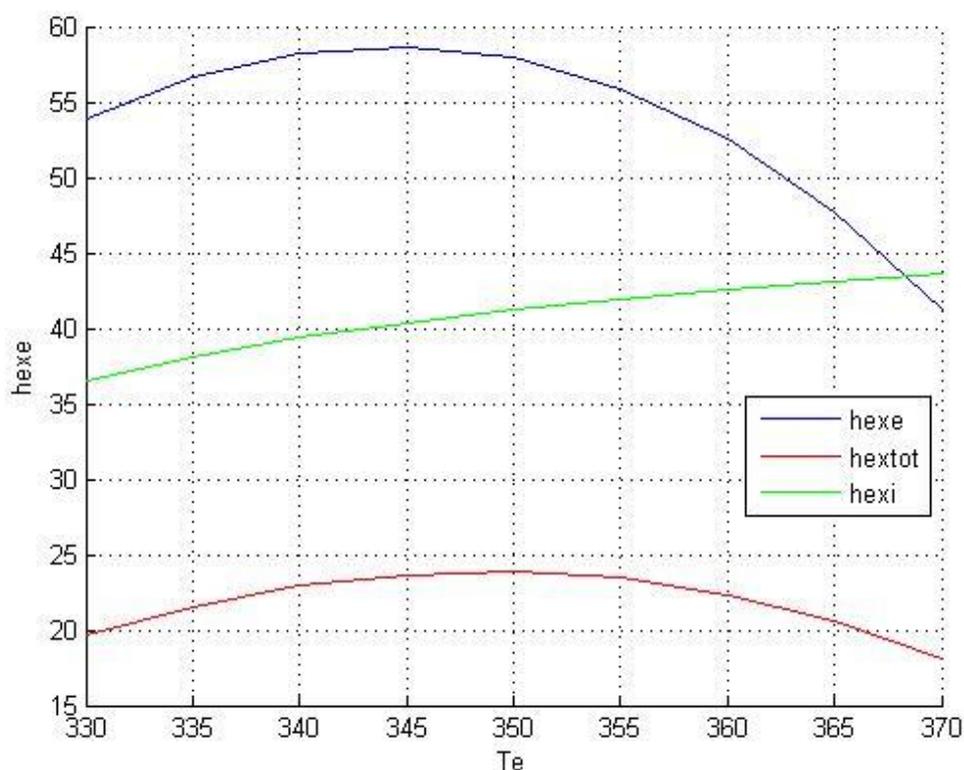
Για κάθε περίπτωση η θερμοκρασία εισόδου της πηγής θερμότητας και η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά του εξατμιστή και του συμπυκνωτή είναι δεδομένα. Στον υπολογισμό, η θερμοκρασία του νερού ψύξης και οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης της αντλίας και του εκτονωτή θεωρούνται σταθερά. Οι αναλυτικές τιμές γι' αυτές τις παραμέτρους εισόδου για τους υπολογισμούς φαίνονται παρακάτω στον πίνακα 9.

Parameters	Substitute name	Value
Heat source inlet temperature [K]	$T_{s,in}$	363–423
Mass flow rate of heat source [kg/s]	\dot{m}_s	30
Inlet temperature of cooling water [K]	$T_{c,in}$	293.15
Mass flow rate of cooling water[kg/s]	\dot{m}_c	70
PPTD in the evaporator [K]	ΔT_{ppe}	5
PPTD in the condenser [K]	ΔT_{pcc}	5
Ambient temperature [K]	T_0	293.15
Isentropic efficiency of pump	η_p	1
Isentropic efficiency of expander	η_t	0.5

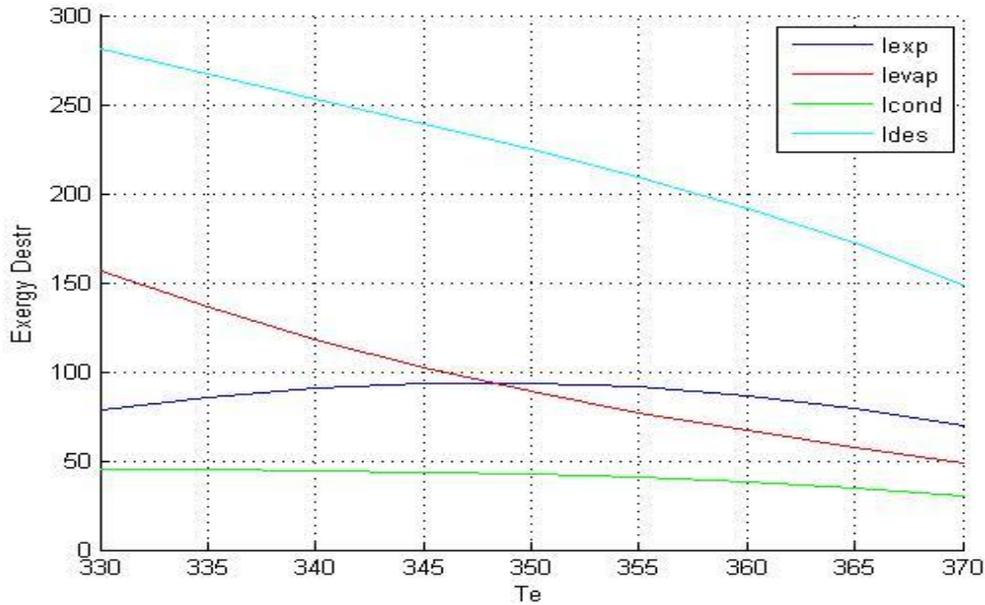
Πίνακας 9: Παρουσίαση αριθμητικών τιμών των παραμέτρων εισόδου για την ανάλυση βελτιστοποίησης

Για την παρακάτω μελέτη επιλέχθηκε ένα ORC σύστημα με R600a ως εργαζόμενο μέσο. Τα χαρακτηριστικά της εξεργειακής απόδοσης και της καταστροφής της εξέργειας σε σχέση με τη θερμοκρασία εξάτμισης φαίνονται στα διαγράμματα 6 και 7. Τα χαρακτηριστικά του συνολικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι καμπύλες παραβολικής μορφής με την αύξηση της θερμοκρασίας του εξατμιστή, και υπάρχει μια βέλτιστη θερμοκρασία εξάτμισης στην οποία επιτυγχάνεται ο μέγιστος συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης.

Για ένα δεδομένο εργαζόμενο μέσο, η βέλτιστη θερμοκρασία εξάτμισης εξαρτάται από τη θερμοκρασία εισόδου της πηγής θερμότητας.



Διάγραμμα 6: Μεταβολή του συνολικού, του εσωτερικού και του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξάτμισης για το ψυκτικό R600a



Διάγραμμα 7: Καταστροφή της εξέργειας σε κάθε στοιχείο της εγκατάστασης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξάτμισης για το ψυκτικό R600a

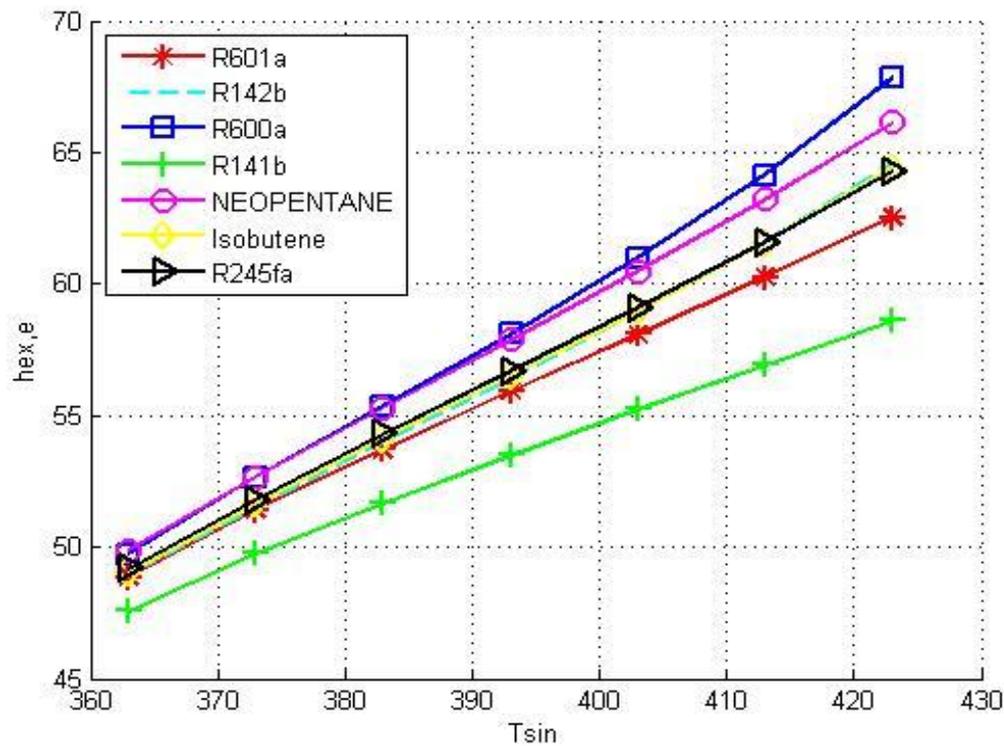
Στο διάγραμμα 6 ο εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης σχεδιάζονται σε σχέση με τη θερμοκρασία εξάτμισης και δείχνουν διαφορετικές μεταβολές. Οι εξωτερικοί εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης είναι μεγαλύτεροι από τους εσωτερικούς εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης για διάφορες θερμοκρασίες, εκτός από τη θερμοκρασία με 370 K. Σαν συνέπεια, ο συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης εξαρτάται σε μεγαλύτερο βαθμό από τον εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Το διάγραμμα 7 δείχνει ότι το μεγαλύτερο μέρος της καταστροφής της εξέργειας λαμβάνει χώρα στον εξατμιστή και στον εκτονωτή. Σε χαμηλότερες θερμοκρασίες, η καταστροφή της εξέργειας στον εξατμιστή αντιπροσωπεύει ένα μεγάλο ποσοστό της συνολικής καταστροφής της εξέργειας, ενώ το ποσοστό αυτό μειώνεται ραγδαία με την αύξηση της θερμοκρασίας του εξατμιστή.

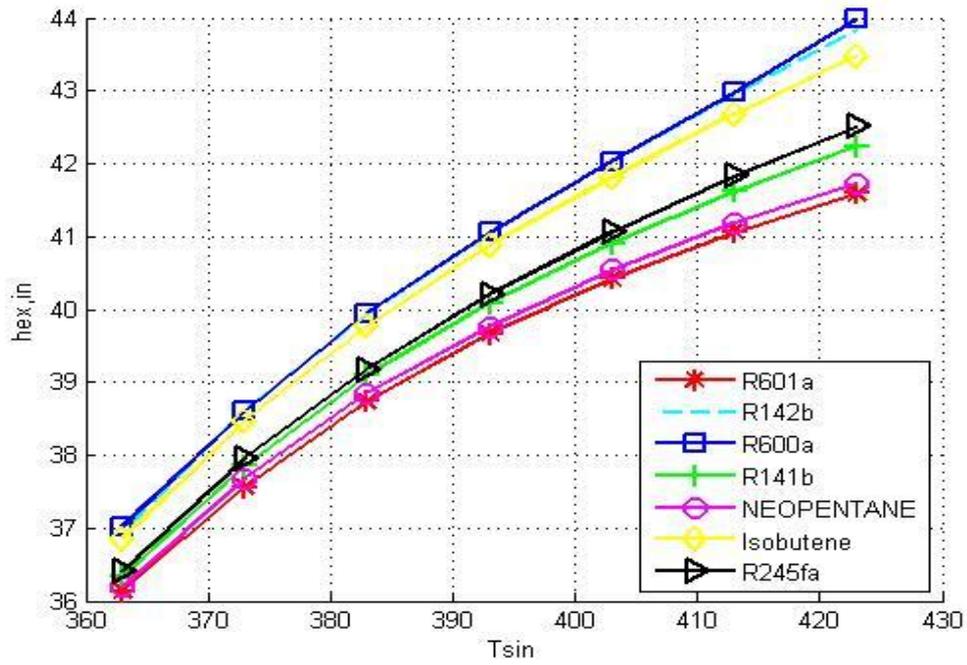
Για μεγαλύτερες θερμοκρασίες εξάτμισης, ο εκτονωτής συμβάλλει περισσότερο στη συνολική καταστροφή της εξέργειας. Η συνολική καταστροφή της εξέργειας μειώνεται ραγδαία με την αύξηση της θερμοκρασίας εξάτμισης γεγονός που οφείλεται κατά κύριο λόγο στη μείωση της καταστροφής της ενέργειας στον εξατμιστή.

Επιπρόσθετα, οι θερμοκρασίες στις οποίες ο εξωτερικός και ο συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης φτάνουν τις αντίστοιχες μέγιστες τιμές τους είναι πολύ κοντά η μία στην άλλη. Αυτό αποκαλύπτει ότι η καθοριστική επίδραση του βέλτιστου εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι η διαδικασία της θέρμανσης και η μεταφορά της εξέργειας ανάμεσα στην πηγή θερμότητας και στο εργαζόμενο μέσο στον εξατμιστή, παρά στο ίδιο εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC.

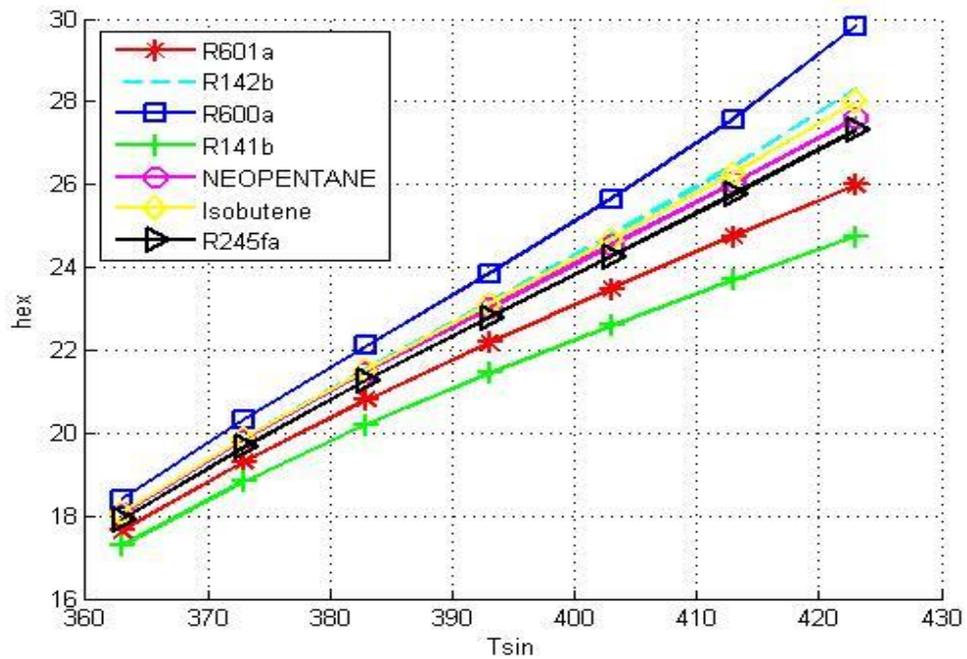
Τα συνολικά χαρακτηριστικά της μεταφοράς εξέργειας στον ORC εξαρτώνται πολύ στον βέλτιστο σχεδιασμό του εξατμιστή. Συνεπώς, μία βέλτιστη θερμοκρασία εξάτμισης κι ένα καλά επιλεγμένο εργαζόμενο μέσο παίζουν σημαντικό ρόλο στη βελτίωση των χαρακτηριστικών της μεταφοράς εξέργειας στον εξατμιστή και συνεπώς στην απόδοση του κύκλου.



Διάγραμμα 8: Μεταβολή του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία της θερμικής πηγής για διάφορα εργαζόμενα μέσα



Διάγραμμα 9: Μεταβολή του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία της θερμικής πηγής για διάφορα εργαζόμενα μέσα



Διάγραμμα 10: Μεταβολή του συνολικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία της θερμικής πηγής για διάφορα εργαζόμενα μέσα

Τα διαγράμματα 8, 9 και 10 δείχνουν τον εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης, τον εσωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης, και τον συνολικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία εισόδου και της πηγής θερμότητας για διάφορα εργαζόμενα μέσα κάτω από τις βέλτιστες συνθήκες. Όλοι οι βαθμοί απόδοσης αυξάνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου της πηγής θερμότητας.

Για R600a ο εξωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνεται από 49,8% σε 67,5%, καθώς η θερμοκρασία εισόδου της θερμικής πηγής μεταβάλλεται από 363 σε 423 K, ενώ ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνεται σχετικά πιο αργά από 37,4% σε 38,5%. Επιπλέον, οι θερμοκρασιακές ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων έχουν αντίθετες επιδράσεις στον εξωτερικό και στον εσωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης κάτω από βέλτιστες συνθήκες.

Για την ίδια θερμοκρασία εισόδου, το ORC με R600a ως εργαζόμενο μέσο έχει το βέλτιστο εξωτερικό και συνολικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης, ενώ έχει το χαμηλότερο εσωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Ωστόσο, η τάση του συνολικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης δείχνει αξιοσημείωτη συμφωνία με τον εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα.

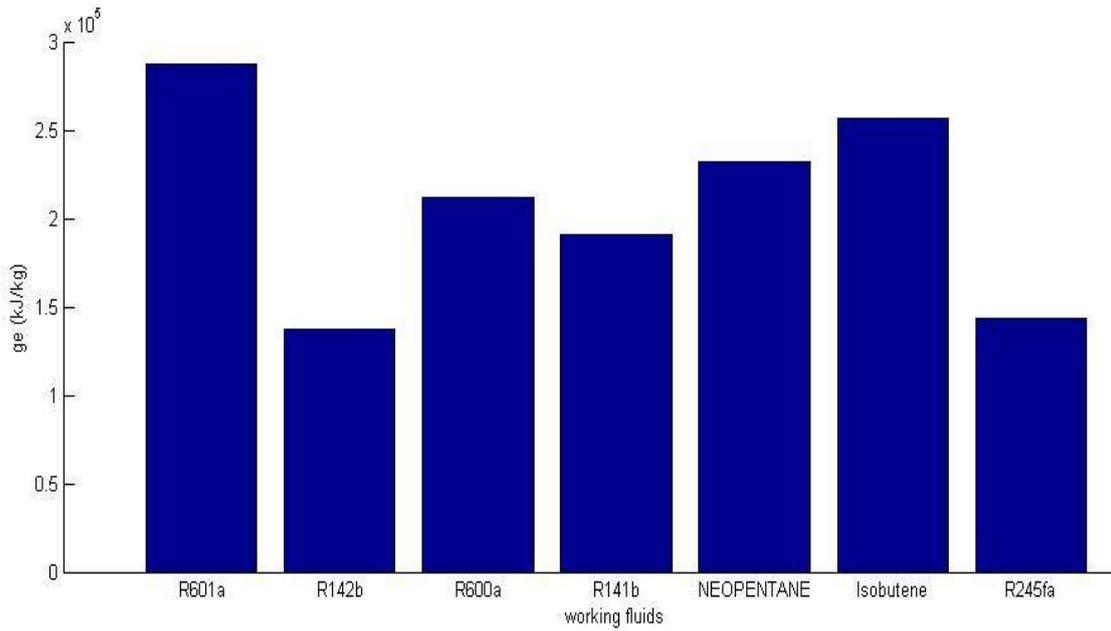
Αυτή η ανάλυση παρέχει μία επιπρόσθετη απεικόνιση της καθοριστικής επίδρασης του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης στο συνολικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Όπως φαίνεται και από το διάγραμμα 10, οι συνολικοί εξεργειακοί βαθμοί με διαφορετικά εργαζόμενα μέσα κάτω από το ίδιο θερμοκρασιακό σημείο παρουσιάζουν την ίδια τάση, π.χ. το R600a δείχνει το μέγιστο βαθμό απόδοσης και το R141b δείχνει το χαμηλότερο.

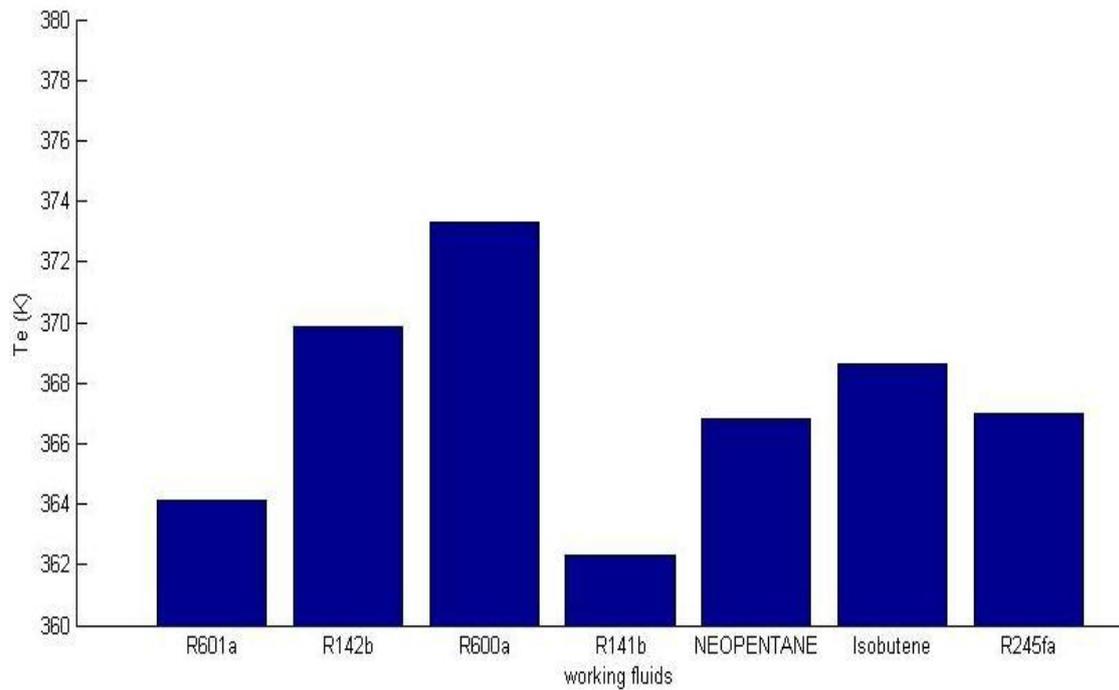
Για να δια φωτίσουμε αυτό το φαινόμενο περισσότερο, οι θερμοφυσικές ιδιότητες αυτών των εργαζόμενων μέσων και η βέλτιστη θερμοκρασία εξάτμισης φαίνονται στα διαγράμματα 11, 12, 13 και 14.

Μπορεί να παρατηρηθεί ότι το λανθάνον ποσό θερμότητας και η ειδική θερμότητα δεν είναι καθοριστικοί παράγοντες στην εξεργειακή απόδοση. Για κάθε εργαζόμενο μέσο, η κρίσιμη και η βέλτιστη θερμοκρασία εξάτμισης παρουσιάζουν αντίθετες

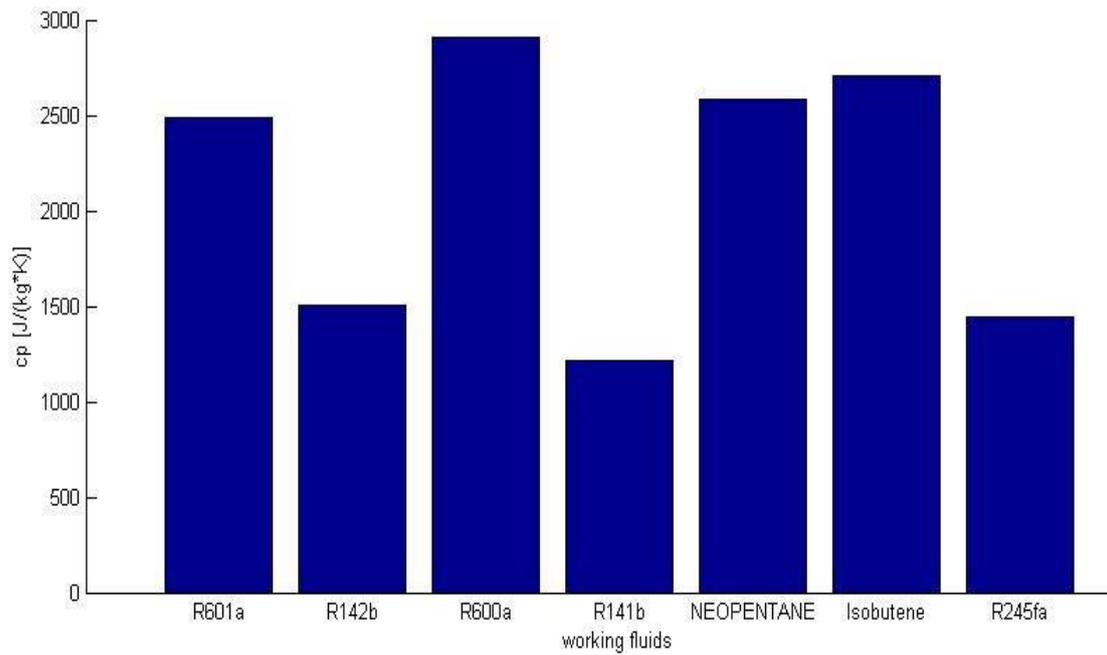
τάσεις. Το εργαζόμενο μέσο με τη μεγαλύτερη κρίσιμη θερμοκρασία παρουσιάζει τη χαμηλότερη θερμοκρασία εξάτμισης όπως φαίνεται στα διαγράμματα 11 και 14.



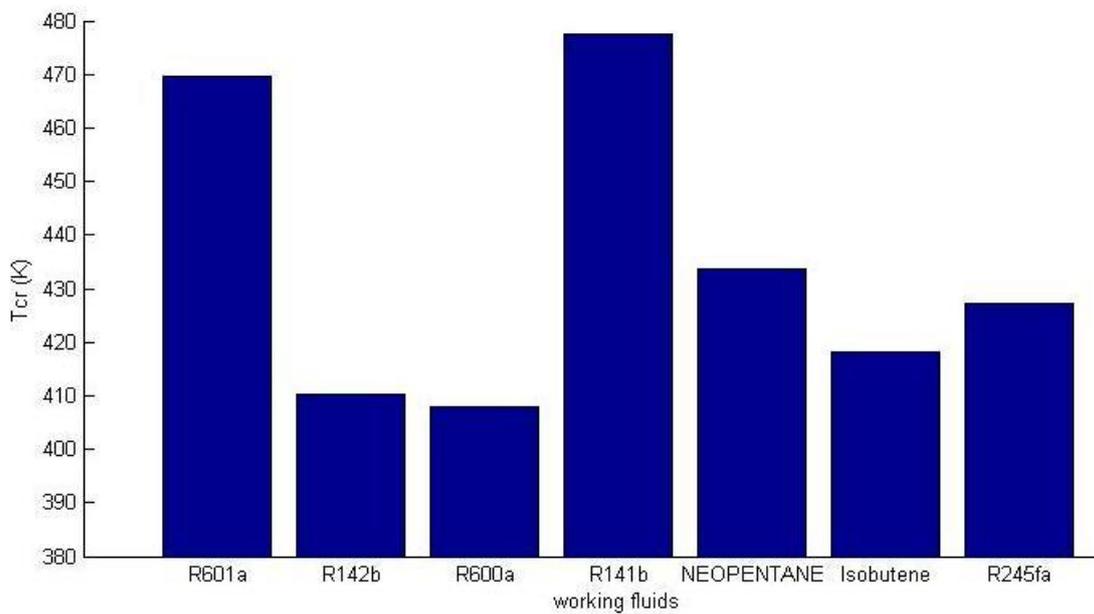
Διάγραμμα 11: Θερμότητα ατμοποίησης για διάφορα εργαζόμενα μέσα στη βέλτιστη θερμοκρασία ατμοποίησης



Διάγραμμα 12: Η βέλτιστη θερμοκρασία ατμοποίησης για κάθε εργαζόμενο μέσο



Διάγραμμα 13: Ειδική θερμοχωρητικότητα για κάθε εργαζόμενο μέσο



Διάγραμμα 14: Κρίσιμη θερμοκρασία για διάφορα ψυκτικά

Για μία καθορισμένη κρίσιμη θερμική πηγή και συνθήκες ψύξης, το εργαζόμενο μέσο με τη χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία θα παρουσιάζει μία μεγαλύτερη θερμοκρασία εξάτμισης και συνεπώς έναν μεγαλύτερο εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Κεφάλαιο 5. Συμπεράσματα

Σε αυτή τη μελέτη αναλύσαμε την επίδραση των εργαζόμενων μέσων στην απόδοση των συστημάτων ORC και την επιλογή των εργαζόμενων μέσων για ORC, συγκρίνοντας και αναλύοντας τον εσωτερικό και εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών δείχνουν ότι οι θερμοφυσικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου έχουν μικρή επίδραση στον εσωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Με την αύξηση της θερμοκρασίας εξάτμισης, ο εσωτερικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ORC θα αυξηθεί για όλα τα εργαζόμενα μέσα, ενώ τα χαρακτηριστικά του εξωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης παρουσιάζουν παραβολικής μορφής καμπύλες.

Η θερμοκρασία εξάτμισης του ORC είναι ο κυρίαρχος παράγοντας στον καθορισμό του εσωτερικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης, περισσότερο από τις θερμοφυσικές ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων. Ωστόσο, και η θερμοκρασία εξάτμισης και οι θερμοφυσικές ιδιότητες έχουν σημαντικές επιδράσεις στον εξωτερικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Η ανάλυση των βέλτιστων συνθηκών που πραγματοποιήθηκε για τον ORC δείχνει ότι το εργαζόμενο μέσο με τη χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία έχει μεγαλύτερη βέλτιστη θερμοκρασία εξάτμισης, το οποίο οδηγεί σε μεγαλύτερο συνολικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Υπόμνημα. Υπολογιστικός Κώδικας (σε περιβάλλον Matlab)

calc_pro2.m

```
Fluid='R245fa';
Tcr=427.21;
Te0=323;
T0=293.15;
dt=10;
n=0.38;
ht=0.8;
Tc=303;
T3=Tc;
pc=CoolProp.PropsSI('P','T',Tc,'Q',1,Fluid);

Te=zeros(9,1);
hexi=zeros(9,1);
hth=zeros(9,1);
JJa=zeros(9,1);
hexe=zeros(9,1);

h1c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',0,Fluid);
h2c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',1,Fluid);
gc=(h2c-h1c);

for i=1:9
Te(i,1)=Te0+(i-1)*dt;
T1=Te(i,1);
pe=CoolProp.PropsSI('P','T',T1,'Q',1,Fluid);
ge=gc*((1-T1/Tcr)/(1-Tc/Tcr))^n;
TEC=T1/T3;
TECc(i,1)=TEC;
```

```

TCA=T3/T0;
h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Fluid);
ss1=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'Q',1,Fluid);
h2s=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'S',ss1,Fluid);
h2=h1-ht*(h1-h2s);
T2=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h2,Fluid);
ss3=CoolProp.PropsSI('S','T',T3,'Q',0,Fluid);
ss4=ss3;
h4=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'S',ss4,Fluid);
A=((1-T1/Tcr)/(1-T3/Tcr))^n;
c1=CoolProp.PropsSI('C','T',T3,'Q',0,Fluid);
c2=CoolProp.PropsSI('C','T',T1,'Q',0,Fluid);
Cp=(c1+c2)/2;
Ja=Cp*(T1-T3)/ge;
JJa(i,1)=Ja;
B=exp((-TEC)/(A*Ja)+(Ja)^(-1)+A^(-1)*(Ja)^(-1)-(TEC)^(-1)*(Ja)^(-1));
wnet=(h1-h2);
q41=h1-h4;
dexf=q41-T0*(ss1-ss4);
hexi(i,1)=100*wnet/dexf;
Tsin=393;
Ts0=T0;
hsin=CoolProp.PropsSI('H','T',Tsin,'P',100000,'air');
ssin=CoolProp.PropsSI('S','T',Tsin,'P',100000,'air');
hs0=CoolProp.PropsSI('H','T',Ts0,'P',100000,'air');
ss0=CoolProp.PropsSI('S','T',Ts0,'P',100000,'air');
ms=30;
exsin=ms*((hsin-hs0)-T0*(ssin-ss0));
hexe(i,1)=100*dexf/exsin;
hth(i,1)=100*(1-((B-TEC^(-1))/(1-TEC^(-1)))+(A*Ja)^(-1))/(1+(Ja)^(-1))*ht;
end

```

```
file=1;
figure(file)
hold on
xlabel('Te')
ylabel('htherm')
grid on
plot(Te(:),hth(:),'-b')

xlabel('Te')
ylabel('hexi')
grid on
plot(Te(:),hexi(:),'-r')
legend('htherm','hexi','location','southeast')
```

<i>calc_pro6.m</i>

```
Fluid='R600a';
Tcr=407.85;
Te0=330;
T0=293.15;
dt=5;
n=0.38;
ht=0.5;
Tc=303;
T3=Tc;
pc=CoolProp.PropsSI('P','T',Tc,'Q',1,Fluid);

Te=zeros(9,1);
hexi=zeros(9,1);
hth=zeros(9,1);
JJa=zeros(9,1);
hexe=zeros(9,1);
```

```

hextot=zeros(9,1);
Ides=zeros(9,1);
Icond=zeros(9,1);
Ievap=zeros(9,1);
Iexp=zeros(9,1);

h1c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',0,Fluid);
h2c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',1,Fluid);
gc=(h2c-h1c);

for i=1:9
Te(i,1)=Te0+(i-1)*dt;
T1=Te(i,1);
pe=CoolProp.PropsSI('P','T',T1,'Q',1,Fluid);
ge=gc*((1-T1/Tcr)/(1-Tc/Tcr))^n;
TEC=T1/T3;
TECc(i,1)=TEC;
TCA=T3/T0;
h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Fluid);
h1l=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',0,Fluid);
ss1=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'Q',1,Fluid);
h2s=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'S',ss1,Fluid);
h2=h1-ht*(h1-h2s);
T2=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h2,Fluid);
ss2=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'H',h2,Fluid);
ss3=CoolProp.PropsSI('S','T',T3,'Q',0,Fluid);
h3=CoolProp.PropsSI('H','T',T3,'Q',0,Fluid);
ss4=ss3;
h4=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'S',ss4,Fluid);
A=((1-T1/Tcr)/(1-T3/Tcr))^n;
c1=CoolProp.PropsSI('C','T',T3,'Q',0,Fluid);
c2=CoolProp.PropsSI('C','T',T1,'Q',0,Fluid);
Cp=(c1+c2)/2;
Ja=Cp*(T1-T3)/ge;

```

```

JJa(i,1)=Ja;
B=exp((-TEC)/(A*Ja)+(Ja)^(-1)+A^(-1)*(Ja)^(-1)-(TEC)^(-1)*(Ja)^(-1));
wnet=(h1-h2);
q41=h1-h4;
dexf=q41-T0*(ss1-ss4);
hexi(i,1)=100*wnet/dexf;
Tsin=393.15;
Tcin=293.15;
Ts0=T0;
hsin=CoolProp.PropsSI('H','T',Tsin,'P',100000,'air');
hcin=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcin,'P',100000,'Water');
ssin=CoolProp.PropsSI('S','T',Tsin,'P',100000,'air');
scin=CoolProp.PropsSI('S','T',Tcin,'P',100000,'Water');
hs0=CoolProp.PropsSI('H','T',Ts0,'P',100000,'air');
ss0=CoolProp.PropsSI('S','T',Ts0,'P',100000,'air');
hspp=CoolProp.PropsSI('H','T',T1+5,'P',100000,'air');
ms=30;
mc=70;
mf=ms*(hsin-hspp)/(h1-hl1);
hsout=hsin-mf*(h1-h4)/ms;
hcout=hcin+mf*(h2-h3)/mc
ssout=CoolProp.PropsSI('S','H',hsout,'P',100000,'air');
scout=CoolProp.PropsSI('S','H',hcout,'P',100000,'Water')
exsin=ms*((hsin-hs0)-T0*(ssin-ss0));
hexe(i,1)=100*mf*dexf/exsin;
hextot(i,1)=hexe(i,1)*hexi(i,1)/100;
hth(i,1)=100*(1-((B-TEC^(-1))/(1-TEC^(-1)))+(A*Ja)^(-1))/(1+(Ja)^(-1))*ht;
Ievap(i,1)=T0*(mf*(ss1-ss4)-ms*(ssin-ssout))/1000;
Iexp(i,1)=T0*mf*(ss2-ss1)/1000;
Icond(i,1)=T0*mf*(ss3-ss2)/1000 -T0*mc*(scin-scout)/1000 ; %%
Ides(i,1)=Ievap(i,1)+Iexp(i,1)+Icond(i,1);
end

```

```
file=5;
figure(file)
hold on
xlabel('Te')
ylabel('hexe')
grid on
plot(Te(:,1),hexe(:),'-b')
hold on
plot(Te(:,1),hextot(:),'-r')
hold on
plot(Te(:,1),hexi(:),'-g')

legend('hexe','hextot','hexi','location', 'southeast')
```

```
file=6;
figure(file)
hold on
xlabel('Te')
ylabel('Exergy Destr')
grid on
plot(Te(:,1),Iexp(:,1),'-b')
hold on
plot(Te(:,1),Ievap(:,1),'-r')
hold on
plot(Te(:,1),Icond(:,1),'-g')
hold on
plot(Te(:,1),Ides(:,1), '-c')

legend('Iexp','Ievap','Icond','Ides')
```

fun3.m

```
function [JJa, hexi, TECc] = fun3(Tcr,Fluid);
Te0=323;
T0=293.15;
dt=10;
n=0.38;
ht=0.7;
Tc=303;
T3=Tc;
pc=CoolProp.PropsSI('P','T',Tc,'Q',1,Fluid);

Te=zeros(9,1);
hexi=zeros(9,1);
hth=zeros(9,1);
JJa=zeros(9,1);
hexe=zeros(9,1);
TECc=zeros(9,1);

h1c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',0,Fluid);
h2c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',1,Fluid);
gc=(h2c-h1c);

for i=1:9
Te(i,1)=Te0+(i-1)*dt;
T1=Te(i,1);
pe=CoolProp.PropsSI('P','T',T1,'Q',1,Fluid);
ge=gc*((1-T1/Tcr)/(1-Tc/Tcr))^n;
TEC=T1/T3;
TECc(i,1)=TEC;
TCA=T3/T0;
```

```

h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Fluid);
ss1=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'Q',1,Fluid);
h2s=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'S',ss1,Fluid);
h2=h1-ht*(h1-h2s);
T2=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h2,Fluid);
ss3=CoolProp.PropsSI('S','T',T3,'Q',0,Fluid);
ss4=ss3;
h4=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'S',ss4,Fluid);
A=((1-T1/Tcr)/(1-T3/Tcr))^n;
c1=CoolProp.PropsSI('C','T',T3,'Q',0,Fluid);
c2=CoolProp.PropsSI('C','T',T1,'Q',0,Fluid);
Cp=(c1+c2)/2;
Ja=Cp*(T1-T3)/ge;
JJa(i,1)=Ja;
B=exp((-TEC)/(A*Ja)+(Ja)^(-1)+A^(-1)*(Ja)^(-1)-(TEC)^(-1)*(Ja)^(-1));
wnet=(h1-h2);
q41=h1-h4;
dexf=q41-T0*(ss1-ss4);
hexi(i,1)=100*wnet/dexf;
Tsin=393;
Ts0=T0;
hsin=CoolProp.PropsSI('H','T',Tsin,'P',100000,'air');
ssin=CoolProp.PropsSI('S','T',Tsin,'P',100000,'air');
hs0=CoolProp.PropsSI('H','T',Ts0,'P',100000,'air');
ss0=CoolProp.PropsSI('S','T',Ts0,'P',100000,'air');
ms=30;
exsin=ms*((hsin-hs0)-T0*(ssin-ss0));
hexe(i,1)=100*dexf/exsin;
hth(i,1)=100*(1-((B-TEC^(-1))/(1-TEC^(-1)))+(A*Ja)^(-1))/(1+(Ja)^(-1).. ...))*ht;
end
end

```

fun4.m

```
function [JJa, hexe, TECc] = fun4(Tcr,Fluid);
Te0=330;
T0=293.15;
dt=5;
n=0.38;
ht=0.5;
Tc=303;
T3=Tc;
pc=CoolProp.PropsSI('P','T',Tc,'Q',1,Fluid)

Te=zeros(9,1);
hexi=zeros(9,1);
hth=zeros(9,1);
JJa=zeros(9,1);
hexe=zeros(9,1);

h1c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',0,Fluid);
h2c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',1,Fluid);
gc=(h2c-h1c);

for i=1:9
Te(i,1)=Te0+(i-1)*dt;
T1=Te(i,1);
pe=CoolProp.PropsSI('P','T',T1,'Q',1,Fluid);
ge=gc*((1-T1/Tcr)/(1-Tc/Tcr))^n;
TEC=T1/T3;
TECc(i,1)=TEC;
TCA=T3/T0;
h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Fluid);
hl1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',0,Fluid);
```

```

ss1=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'Q',1,Fluid);
h2s=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'S',ss1,Fluid);
h2=h1-ht*(h1-h2s);
T2=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h2,Fluid);
ss3=CoolProp.PropsSI('S','T',T3,'Q',0,Fluid);
ss4=ss3;
h4=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'S',ss4,Fluid);
A=((1-T1/Tcr)/(1-T3/Tcr))^n;
c1=CoolProp.PropsSI('C','T',T3,'Q',0,Fluid);
c2=CoolProp.PropsSI('C','T',T1,'Q',0,Fluid);
Cp=(c1+c2)/2;
Ja=Cp*(T1-T3)/ge;
JJa(i,1)=Ja;
B=exp((-TEC)/(A*Ja)+(Ja)^(-1)+A^(-1)*(Ja)^(-1)-(TEC)^(-1)*(Ja)^(-1));
wnet=(h1-h2);
q41=h1-h4;
dexf=q41-T0*(ss1-ss4);
hexi(i,1)=100*wnet/dexf;
Tsin=393;
Ts0=T0;
hsin=CoolProp.PropsSI('H','T',Tsin,'P',100000,'air')
ssin=CoolProp.PropsSI('S','T',Tsin,'P',100000,'air')
hs0=CoolProp.PropsSI('H','T',Ts0,'P',100000,'air')
ss0=CoolProp.PropsSI('S','T',Ts0,'P',100000,'air');
hspp=CoolProp.PropsSI('H','T',T1+5,'P',100000,'air')
ms=30;
mf=ms*(hsin-hspp)/(h1-hl1);
exsin=ms*((hsin-hs0)-T0*(ssin-ss0));
hexe(i,1)=100*mf*dexf/exsin;

hth(i,1)=100*(1-((B-TEC^(-1))/(1-TEC^(-1)))+(A*Ja)^(-1))/(1+(Ja)^(-1))*ht;
end

```

fun7.m

```
function [Tsi,hmtot,hmin,hmex,CCp,TTe,GGe]=fun7(Tcr,Fluid)
```

```
Te0=310;
```

```
Te1=400;
```

```
n=500;
```

```
T0=293.15;
```

```
dt=(Te1-Te0)/(n-1);
```

```
n=0.38;
```

```
ht=0.5;
```

```
Tc=303;
```

```
T3=Tc;
```

```
pc=CoolProp.PropsSI('P','T',Tc,'Q',1,Fluid);
```

```
hmin=zeros(7,1);
```

```
hmex=zeros(7,1);
```

```
hmtot=zeros(7,1);
```

```
Tsi=zeros(7,1);
```

```
h1c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',0,Fluid);
```

```
h2c=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc,'Q',1,Fluid);
```

```
gc=(h2c-h1c);
```

```
Tcin=293.15;
```

```
dTs=10;
```

```
for j=1:7;
```

```
    hmtot(j,1)=0.0;
```

```
    Tsin=363+dTs*(j-1);
```

```
    Tsi(j,1)=Tsin;
```

```
for i=1:n
```

```
    Te=Te0+(i-1)*dt;
```

```

if (Te < Tsin)
T1=Te;
pe=CoolProp.PropsSI('P','T',T1,'Q',1,Fluid);
h3c=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',0,Fluid);
h4c=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Fluid);
ge=gc*((1-T1/Tcr)/(1-Tc/Tcr))^n;
TEC=T1/T3;
TECc(i,1)=TEC;
TCA=T3/T0;
h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Fluid);
h11=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',0,Fluid);
ss1=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'Q',1,Fluid);
h2s=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'S',ss1,Fluid);
h2=h1-ht*(h1-h2s);
T2=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h2,Fluid);
ss2=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'H',h2,Fluid);
ss3=CoolProp.PropsSI('S','T',T3,'Q',0,Fluid);
h3=CoolProp.PropsSI('H','T',T3,'Q',0,Fluid);
ss4=ss3;
h4=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'S',ss4,Fluid);
A=((1-T1/Tcr)/(1-T3/Tcr))^n;
c1=CoolProp.PropsSI('C','T',T3,'Q',0,Fluid);
c2=CoolProp.PropsSI('C','T',T1,'Q',0,Fluid);
Cp=(c1+c2)/2;
Ja=Cp*(T1-T3)/ge;
B=exp((-TEC)/(A*Ja)+(Ja)^(-1)+A^(-1)*(Ja)^(-1)-(TEC)^(-1)*(Ja)^(-1));
wnet=(h1-h2);
q41=h1-h4;
dexf=q41-T0*(ss1-ss4);
hexi=100*wnet/dexf;
Ts0=T0;
hsin=CoolProp.PropsSI('H','T',Tsin,'P',100000,'air');
hcin=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcin,'P',100000,'Water');
ssin=CoolProp.PropsSI('S','T',Tsin,'P',100000,'air');

```

```

scin=CoolProp.PropsSI('S','T',Tcin,'P',100000,'Water');
hs0=CoolProp.PropsSI('H','T',Ts0,'P',100000,'air');
ss0=CoolProp.PropsSI('S','T',Ts0,'P',100000,'air');
hspp=CoolProp.PropsSI('H','T',T1+5,'P',100000,'air');
ms=30;
mc=70;
mf=ms*(hsin-hspp)/(h1-hl1);
hsout=hsin-mf*(h1-h4)/ms;
hcout=hcin+mf*(h2-h3)/mc;
ssout=CoolProp.PropsSI('S','H',hsout,'P',100000,'air');
scout=CoolProp.PropsSI('S','H',hcout,'P',100000,'Water');
exsin=ms*((hsin-hs0)-T0*(ssin-ss0));
hexe=100*mf*dexf/exsin;
hextot=hexe*hexi/100;

if (hextot>hmtot(j,1))
    hmtot(j,1)=hextot;
    hmex(j,1)=hexe;
    hmin(j,1)=hexi;
    Tem(j,1)=Te;
    if (Tsin==423)
        CCp=Cp;
        TTe=Tem(j,1);
        GGe=ge;
    end
end

end

end

end

end

```

mainplot.m

```
Te=zeros(7,1);
ge=zeros(7,1);

for i=1:7
if i==1
Fluid='R601a';
Tcr=469.65;
col='-*r';
end
if i==2
Fluid='R142b';
Tcr=410.35;
col='--c';
end
if i==3
Fluid='R600a';
Tcr=407.85;
col='-sb';
end
if i==4
Fluid='R141b';
Tcr=477.65;
col='-+g';
end
if i==5
Fluid='NEOPENTANE';
Tcr=433.74;
col='-om';
end

if i==6
```

```

Fluid='Isobutene';
Tcr=418.09;
col='-dy';
end
if i==7
Fluid='R245fa';
Tcr=427.21;
col='-> k';
end
Tc(i)=Tcr;
[JJa, hexi, TECc] = fun3(Tcr,Fluid);

file=3;
figure(file)
hold on
xlabel('Ja')
ylabel('hexi')
grid on
plot(JJa(:),hexi(:),col,'LineWidth',2,'MarkerSize',10)
legend('R601a', 'R142b', 'R600a', 'R141b', 'NEOPENTANE', 'Isobutene',
'R245fa','Location','southeast')

file=4;
figure(file)
hold on
xlabel('TEC')
ylabel('hexi')
grid on
plot(TECc(:),hexi(:),col,'LineWidth',2,'MarkerSize',10)
legend('R601a', 'R142b', 'R600a', 'R141b', 'NEOPENTANE', 'Isobutene',
'R245fa','Location','southeast')
[JJa, hexe, TECc] = fun4(Tcr,Fluid);

file=5;

```

```
figure(file)
hold on
xlabel('Ja')
ylabel('hexe')
grid on
plot(JJa(:),hexe(:),col,'LineWidth',2,'MarkerSize',10)
legend('R601a', 'R142b', 'R600a', 'R141b', 'NEOPENTANE', 'Isobutene',
'R245fa','Location','southwest')
```

```
file=6;
figure(file)
hold on
xlabel('TEC')
ylabel('hexe')
grid on
plot(TECc(:,1),hexe(:),col,'LineWidth',2,'MarkerSize',10)
legend('R601a', 'R142b', 'R600a', 'R141b', 'NEOPENTANE', 'Isobutene',
'R245fa','Location','southwest')
[Tsi,hmtot,hmin,hmex,CCp,TTe,GGe] = fun7(Tcr,Fluid);
cp(i)=CCp;
Te(i)=TTe;
ge(i)=GGe;
```

```
file=7;
figure(file)
hold on
xlabel('Tsin')
ylabel('hex')
grid on
plot(Tsi(:,1),hmtot(:,1),col,'LineWidth',2,'MarkerSize',10)
legend('R601a', 'R142b', 'R600a', 'R141b', 'NEOPENTANE', 'Isobutene',
'R245fa','Location','northwest')
```

```
file=8;
```

```
figure(file)
hold on
xlabel('Tsin')
ylabel('hex,in')
grid on
plot(Tsi(:,1),hmin(:,1),col,'LineWidth',2,'MarkerSize',10)
legend('R601a', 'R142b', 'R600a', 'R141b', 'NEOPENTANE', 'Isobutene',
'R245fa','Location','southeast')
```

```
file=9;
figure(file)
hold on
xlabel('Tsin')
ylabel('hex,e')
grid on
plot(Tsi(:,1),hmex(:,1),col,'LineWidth',2,'MarkerSize',10)
legend('R601a', 'R142b', 'R600a', 'R141b', 'NEOPENTANE', 'Isobutene',
'R245fa','Location','northwest')
end
```

```
file=10;
figure(file)
hold on
xlabel('working fluids')
ylabel('Tcr (K)')
y=Tc';
ylim([380 480])
x = [1 2 3 4 5 6 7];
str = {'R601a'; 'R142b'; 'R600a'; 'R141b'; 'NEOPENTANE'; 'Isobutene'; 'R245fa'};
set(gca, 'XTickLabel',str, 'XTick',1:numel(str))
bar(x,y)
```

```
file=11;
figure(file)
```

```
hold on
xlabel('working fluids')
ylabel('cp [J/(kg*K)]')
y=cp';
x = [1 2 3 4 5 6 7];
str = {'R601a'; 'R142b'; 'R600a'; 'R141b'; 'NEOPENTANE'; 'Isobutene'; 'R245fa'};
set(gca, 'XTickLabel',str, 'XTick',1:numel(str))
bar(x,y)
```

```
file=12;
figure(file)
hold on
xlabel('working fluids')
ylabel('Te (K)')
y=Te';
ylim([360 380])
x = [1 2 3 4 5 6 7];
str = {'R601a'; 'R142b'; 'R600a'; 'R141b'; 'NEOPENTANE'; 'Isobutene'; 'R245fa'};
set(gca, 'XTickLabel',str, 'XTick',1:numel(str))
bar(x,y)
```

```
file=13;
figure(file)
hold on
xlabel('working fluids')
ylabel('ge (kJ/kg)')
y=ge';
x = [1 2 3 4 5 6 7];
str = {'R601a'; 'R142b'; 'R600a'; 'R141b'; 'NEOPENTANE'; 'Isobutene'; 'R245fa'};
set(gca, 'XTickLabel',str, 'XTick',1:numel(str))
bar(x,y)
```

Βιβλιογραφία

1. Yamada N, Tominaga Y, Yoshida T. Demonstration of 10-Wp micro organic Rankine cycle generator for low-grade heat recovery. *Energy* 2014;78: 806e13.
2. Li J, Pei G, Li Y, Wang D, Ji J. Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures. *Energy* 2012;38:85e95.
3. Bombarda P, Invernizzi CM, Pietra C. Heat recovery from diesel engines: thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Appl Therm Eng* 2010;30:212e9.
4. Ammar Y, Joyce S, Norman R, Wang Y, Roskilly AP. Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK. *Appl Energy* 2012;89: 3e20.
5. Lemort V, Quoilin S, Cuevas C, Lebrun J. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle. *Appl Therm Eng* 2009;29: 3094e102.
6. Kang SH. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid. *Energy* 2012;41:514e24.
7. Bianchi M, Pascale AD. Bottoming cycles for electric energy generation: parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources. *Appl Energy* 2011;88:1500e9.
8. Clemente S, Micheli D, Reini M, Taccani R. Energy efficiency analysis of organic Rankine cycles with scroll expanders for cogenerative applications. *Appl Energy* 2012;97:792e801.
9. Franco A. Power production from a moderate temperature geothermal resource with regenerative organic Rankine cycles. *Energy Sustain Dev* 2011;15:411e9.
10. Vaja I, Gambarotta A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). *Energy* 2010;35(2):1084e93.

11. Shu GQ, Zhao J, Tian H, Liang XY, Wei HQ. Parametric and exergetic analysis of waste heat recovery system based on thermoelectric generator and organic Rankine cycle utilizing R123. *Energy* 2012;45(1):806e16.
12. Garg P, Kumar P, Srinivasan K, Dutta P. Evaluation of isopentane, R-245fa and their mixtures as working fluids for organic Rankine cycles. *Appl Therm Eng* 2013;51(1e2):292e300.
13. Bent Sorensen, "Renewable Energy", Denmark, 1979
14. «Geothermal Energy, Sandia laboratory develops Process for producing hydrogen from molten rock» (Νοέμβριος 1977)
15. Stanley L.Milora and Jefferson W.Tester, «Geothermal Energy as a source of Electric Power» (The MIT Press).
16. <<The US Geothermal Industry>> (<http://www.id.inel.gov/geothermal/articles/mclarty>)
17. T.J.Kotas. : The exergy method of thermal plant analysis, Krieger Publishing Company.