



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**“ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΣΥΜΒΟΛΗΣ ΤΩΝ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΑΝΑΛΥΣΕΩΝ
ΣΤΗΝ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΕΡΓΩΝ ΑΠΕ,ΜΕ ΕΙΔΙΚΟΤΕΡΗ ΕΜΦΑΣΗ ΣΤΗ
ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ”**

ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ:

ΓΕΡΑΣΙΜΟΣ ΚΟΚΟΣΗΣ

ΑΜ : 51204139

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:

Δρ Κ.Α ΚΑΒΒΑΔΙΑΣ

ΑΘΗΝΑ

ΜΑΡΤΙΟΣ 2022



UNIVERSITY OF WEST ATTICA

SCHOOL OF ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL

ENGINEERING

Diploma Thesis

**“A STUDY ON THE CONTRIBUTION OF EXERGY
ANALYSIS TO R.E.S PROJECTS EVALUATION, WITH
SPECIFIC EMPHASIS ON GEOTHERMAL ENERGY”**

**Student name and surname: GERASIMOS KOKOSIS
Registration number: 51204139**

Supervisor name and surname: Dr K.A KAVADIAS

ATHENS, MARCH 2022



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**“ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΣΥΜΒΟΛΗΣ ΤΩΝ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΑΝΑΛΥΣΕΩΝ
ΣΤΗΝ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΕΡΓΩΝ ΑΠΕ, ΜΕ ΕΙΔΙΚΟΤΕΡΗ ΕΜΦΑΣΗ ΣΤΗ
ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ”**

Μέλη Εξεταστικής Επιτροπής συμπεριλαμβανομένου και του Εισηγητή

**Η διπλωματική εργασία εξετάστηκε επιτυχώς από την κάτωθι Εξεταστική
Επιτροπή:**

Α/α	ΟΝΟΜΑ ΕΠΩΝΥΜΟ	ΒΑΘΜΙΔΑ/ΙΔΙΟΤΗΤΑ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
	ΚΑΒΒΑΔΙΑΣ Κ.	ΕΠΙΚΟΥΡΟΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ	
	ΝΙΚΑΣ Κ.-Στ.	ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ	
	ΝΑΖΟΣ Α.	ΛΕΚΤΟΡΑΣ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ	

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Κοκόσης Γεράσιμος του Σπυρίδωνος, με αριθμό μητρώου 51204139 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο Δηλών

*** Ονοματεπώνυμο /Ιδιότητα**

Γεράσιμος Κοκόσης



Ψηφιακή Υπογραφή Επιβλέποντα

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κ.Ιωάννη Γελεγένη με τον οποίο ανέλαβα αρχικά την παρούσα διπλωματική εργασία και με βοήθησε στο μεγαλύτερο μέρος της,μέχρι και την συνταξιοδότηση του.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κ.Κοσμά Καββαδία με τον οποίο ολοκλήρωσα και παρουσίασα το παρόν θέμα.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία παρουσιάζονται οι τρόποι με τους οποίους η εξεργειακή ανάλυση συνεισφέρει στην αξιολόγηση των εφαρμογών και εγκαταστάσεων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, προσφέροντας νέα δεδομένα και παραμέτρους συγκριτικά με την ενεργειακή ανάλυση. Συγκεκριμένα αναλύονται εφαρμογές που σχετίζονται με την ηλιακή ενέργεια, τη βιομάζα και ειδικότερα τη γεωθερμική ενέργεια και γίνεται σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων και απωλειών, για το εκάστοτε σύστημα. Μελετήθηκαν εφαρμογές φωτοβολταϊκών συλλεκτών καθώς και ηλιακών θερμικών συλλεκτών στα ηλιακά συστήματα, καθώς και ένα αντιπαράδειγμα μελέτης ως προς τη χρησιμότητα της εξεργειακής ανάλυσης. Στις εφαρμογές που σχετίζονται με βιομάζα, συγκρίθηκαν οι διαφοροποιήσεις στις αποδόσεις σε ένα σύστημα συμπαραγωγής σε συνδυασμό με μηχανή Stirling. Επιπλέον γίνεται εκτεταμένη αναφορά στα γεωθερμικά συστήματα και συγκεκριμένα στη σύγκριση μεταξύ συστημάτων ηλεκτροπαραγωγής, με συστήματα συμπαραγωγής και συστήματα πολλαπλής παραγωγής με παραγωγή υδρογόνου. Πρόσθετα γίνεται αναφορά και σε προεκτάσεις της εξεργειακής ανάλυσης όπως η εξεργοοικονομική ανάλυση και η εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση, όπως και στις αντίστοιχες εφαρμογές τους. Τέλος εξάγονται συμπεράσματα για όλα τα παραπάνω συστήματα σχετικά με τις παραμέτρους της εξεργειακής ανάλυσης που βελτιστοποιούν τις αντίστοιχες αποδόσεις, συγκριτικά και με την ενεργειακή ανάλυση.

ΛΕΞΕΙΣ ΚΛΕΙΔΙΑ : ενεργειακή ανάλυση, εξεργειακή ανάλυση, ηλιακοί συλλέκτες, συστήματα βιομάζας, γεωθερμικά συστήματα

ABSTRACT

This dissertation presents the ways in which exergy analysis contributes to the evaluation of renewable energy applications and installations, providing new data compared to energy analysis. Specifically, applications related to solar energy, biomass and geothermal energy are analyzed. Energy efficiency and exergy efficiency and losses are compared, for the respective system. Applications of photovoltaic thermal collectors as well as solar thermal collectors in solar systems were studied, as well as a counterexample of the study in terms of the usefulness of energy analysis. Extensive reference to geothermal systems and in particular to the comparison between power generation systems, cogeneration systems and hydrogen production multi-generation systems. Additionally, references are made to extensions of exergy analysis such as exergoeconomic analysis and exergoenvironmental analysis, as well as their respective applications. Finally, conclusions are drawn for all the above systems regarding the parameters of the energy analysis that optimize the respective efficiencies, comparatively with the energy analysis.

Key words : Energy analysis , exergy analysis , solar collectors,biomass systems,geothermal systems

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	5
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	7
ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΣΧΗΜΑΤΩΝ.....	9
ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΠΙΝΑΚΩΝ.....	12
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ.....	13
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	15
1.1 Εισαγωγή στην εξεργειακή ανάλυση.....	15
1.2 Θεωρητικό μοντέλο	16
2. ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ.....	18
2.1 Εισαγωγή.....	18
2.2 Θεωρητικές σχέσεις.....	19
2.3 Εφαρμογές της εξεργειακής ανάλυσης/Φωτοβολταϊκοί θερμικοί συλλέκτες.....	21
2.3.1 Σύγκριση αποδόσεων συλλεκτών με γυάλινη επικάλυψη και χωρίς επικάλυψη.....	21
2.3.2 Σύγκριση αποδόσεων υβριδικού ηλιακού συλλέκτη με βάση το ρευστό ψύξης.....	27
2.4 Εφαρμογές της εξεργειακής ανάλυσης/ηλιακοί θερμικοί συλλέκτες.....	34
2.4.1 Ηλιακή ψύξη-Σύγκριση αποδόσεων και οικονομική ανάλυση διαφόρων ειδών συλλέκτη σε συνδυασμό με ψύκτη απορρόφησης.....	34
2.4.2 Αντιπαράδειγμα-Μια εξεργειακή ανάλυση χωρίς τόσο χρήσιμα συμπεράσματα.....	39
2.4.3 Εντοπισμός των εξεργειακών απωλειών σ'ένα σύστημα με θερμικό ηλιακό συλλέκτη.....	43
3. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΒΙΟΜΑΖΑΣ.....	48
3.1 Εισαγωγή.....	48
3.2 Θεωρητικό μοντέλο.....	49

3.3 Εφαρμογές της εξεργειακής ανάλυσης σε συστήματα συμπαραγωγής με βιομάζα.....	51
3.3.1 Μελέτη της εξεργειακής ανάλυσης σε ένα σύστημα συμπαραγωγής με βάση τη βιομάζα σε συνδυασμό με μηχανή Stirling.....	51
3.3.2 Εξεργειακή και εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση σε ένα σύστημα συμπαραγωγής με βιομάζα.....	57
4. ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ.....	65
4.1 Εισαγωγή.....	65
4.2 Θεωρητικό μοντέλο	66
4.3 Εφαρμογές της εξεργειακής ανάλυσης στα γεωθερμικά συστήματα.....	68
4.3.1 Εξεργειακή και εξεργοοικονομική ανάλυση ενός γεωθερμικού συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης.....	68
4.3.2 Εξεργειακή ανάλυση και σύγκριση γεωθερμικών συστημάτων πολυπαραγωγής.....	84
5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	96
5.1 Ηλιακά συστήματα.....	96
5.2 Συστήματα βιομάζας.....	97
5.3 Γεωθερμικά συστήματα.....	98
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	99

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

Σχήμα 1.1 : Ροές εξέργειας σε ένα ενεργειακό σύστημα.....	16
Σχήμα 2.1 : Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες.....	18
Σχήμα 2.2 : Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες με γυάλινη επικάλυψη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη.....	22
Σχήμα 2.3 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη,με βάση τη φωτοβολταϊκή απόδοση του συλλέκτη.....	23
Σχήμα 2.4 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη,με βάση τον παράγοντα κάλυψης.....	24
Σχήμα 2.5 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη,με βάση το λόγο M/A_c	24
Σχήμα 2.6 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη,με βάση την ηλιακή ακτινοβολία.....	25
Σχήμα 2.7 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη,με βάση τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.....	25
Σχήμα 2.8 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη,με βάση την ταχύτητα του ανέμου	26
Σχήμα 2.9 : Διάταξη αποτελούμενη από τους ηλιακούς συλλέκτες,τη δεξαμενή αποθήκευσης και τον ψύκτη απορρόφησης.....	28
Σχήμα 2.10 :Οι αποδόσεις των εξεταζόμενων συλλεκτών σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία $T_{s,in}$	29
Σχήματα 2.11-2.14 :Διαγράμματα εξεργειακής απόδοσης με βάση τη θερμοκρασία $T_{s,in}$ και τη θερμοκρασία στον εξατμιστή.....	29
Σχήμα 2.15 : Ενεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά,για $V_f = 2$ m/s..	32
Σχήμα 2.16 : Εξεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά,για $V_f = 2$ m/s..	33
Σχήμα 2.17 : Ενεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά,για $V_f = 3$ m/s..	33
Σχήμα 2.18 : Εξεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά,για $V_f = 3$ m/s..	34
Σχήμα 2.19 : Ενεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά,για $V_f = 4$ m/s..	34
Σχήμα 2.20 : Εξεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά,για $V_f = 4$ m/s..	35
Σχήμα 2.21 : Διάταξη θερμικού ηλιακού συλλέκτη,δεξαμενής αποθήκευσης,εναλλακτών αέρα-νερού και νερού-αέρα.....	35
Σχήμα 2.21 : Ωριαίες διακυμάνσεις των επιμέρους εξεργειακών απωλειών.....	37

Σχήμα 2.22 :Διάταξη φωτοβολταϊκού-θερμικού συλλέκτη σε συνδυασμό με δεξαμενή νανορευστών.....	39
Σχήμα 2.23 :Εξεργειακές αποδόσεις περιπτώσεων νανορευστών συγκέντρωσης 4% κ.β και χωρίς ψύξη,για διαφορετικές ροές.....	39
Σχήμα 2.24 :Ηλεκτρικές αποδόσεις περιπτώσεων νανορευστών συγκέντρωσης 4% κ.β και χωρίς ψύξη,για διαφορετικές ροές.....	40
Σχήματα 2.25-2.26 :Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νερό,για διαφορετικές ροές.....	41
Σχήματα 2.27-2.28 :Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νανορευστό συγκέντρωσης 4% κ.β,για διαφορετικές ροές.....	41
Σχήματα 2.29-2.30 :Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νανορευστό συγκέντρωσης 2% κ.β ,για διαφορετικές ροές.....	42
Σχήμα 3.1 : Σορός θρυμματισμένου ξύλου.....	49
Σχήμα 3.2 : Διάταξη κύκλων αεριοστροβίλου,αεριοποιητή και μηχανής εξωτερικής καύσης Stirling ,σε συνδυασμό με υπερκρίσιμο κύκλο CO ₂ και οικιακό θερμοσίφωνα.....	52
Σχήμα 3.3 : Σύγκριση εξεργειακών αποδόσεων για τις περιπτώσεις με και χωρίς τη μηχανή Stirling,σε σχέση με το λόγο πίεσης του αέρα στο συμπιεστή.....	52
Σχήματα 3.4-3.5 :Εξεργειακές αποδόσεις στις περιπτώσεις με τη χρήση και χωρίς τη χρήση της μηχανής Stirling,ως προς τη διαφορά θερμοκρασίας ψυχρού άκρου του κύριου εναλλάκτη και του αέρα του προθερμαντήρα.....	53
Σχήματα 3.6-3.7 :Εξεργειακές αποδόσεις στις περιπτώσεις με τη χρήση και χωρίς τη χρήση της μηχανής Stirling,ως προς την παράμετρο ζ και το λόγο RV.....	55
Σχήμα 3.8 : Διάγραμμα Sankey για την περίπτωση των αστικών αποβλήτων.....	56
Σχήμα 3.9 :Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις για όλες τις βιομάζες.....	57
Σχήμα 3.10 : Φλοιός ζαχαροκάλαμου.....	58
Σχήμα 3.11 : Διάταξη καύσης φλοιού ζαχαροκάλαμου.....	59
Σχήμα 3.12 : Διάγραμμα εξεργειακών απωλειών για τα επιμέρους υποσυστήματα.....	60
Σχήμα 4.1 : Επιφάνεια γεωθερμικού πεδίου.....	65
Σχήμα 4.2 : Διάταξη ξηρού ατμού.....	65
Σχήμα 4.3 : Διάταξη διπλού κύκλου συμπίεσης.....	66
Σχήμα 4.4 : Διάταξη δυαδικού κύκλου.....	67
Σχήμα 4.5 : Διάταξη συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης,με βάση τον κύκλο απορρόφησης.....	70
Σχήμα 4.6 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με τη θερμοκρασιακή διαφορά του θερμού pinch point της γεννήτριας.....	75

Σχήμα 4.7 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με τη θερμοκρασιακή διαφορά του ψυχρού pinch point της γεννήτριας.....	76
Σχήμα 4.8 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στον απορροφητή.....	76
Σχήμα 4.9 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά του συμπυκνωτή.....	77
Σχήμα 4.10 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία στον εξατμιστή.....	78
Σχήμα 4.11 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία εισόδου του γεωρευστού.....	78
Σχήμα 4.12 : Διάταξη κύκλου Rankine σε συνδυασμό με ψύκτη απορρόφησης LiBr.....	79
Σχήμα 4.13 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις με βάση την περιεκτικότητα σε LiBr της γεννήτριας.....	81
Σχήμα 4.14 : Συνδυαστικό flash-binary γεωθερμικό σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης.....	82
Σχήμα 4.15 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με την πίεση στο διαχωριστή.....	83
Σχήμα 4.16 : Διάταξη πολλαπλής παραγωγής κύκλου διπλής συμπίεσης σε συνδυασμό με δυαδικό κύκλο.....	85
Σχήμα 4.17 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.....	87
Σχήμα 4.18: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με το λόγο συμπίεσης της αντλίας στον κύκλο Rankine.....	87
Σχήμα 4.19: Διάταξη πολλαπλής παραγωγής ηλεκτρισμού,θερμότητας,ψύξης και υδρογόνου.....	88
Σχήμα 4.20: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία εισόδου του γεωρευστού.....	89
Σχήμα 4.21: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία εισόδου του ατμού στο στρόβιλο.....	90
Σχήμα 4.22: Διάταξη πολλαπλής παραγωγής κύκλου Kalina σε συνδυασμό με κύκλο απορρόφησης και μεμβράνη ανταλλαγής πρωτονίων.....	91
Σχήμα 4.23: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις με βάση τη θερμοκρασία εισόδου του γεωρευστού.....	92
Σχήμα 4.24: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις με βάση την πίεση στη γεννήτρια ατμού.....	92
Σχήμα 4.25: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις με βάση τη θερμοκρασία του εξατμιστή.....	93

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 2.1 : Συγκεντρωτικά στοιχεία σύγκρισης των ανωτέρω συστημάτων.....	39
Πίνακας 2.11 : Συγκεντρωτικά στοιχεία των μηνιαίων αποδόσεων της διάταξης.....	44
Πίνακας 3.1 : Συγκεντρωτικά στοιχεία των εξεταζόμενων παραμέτρων.....	62
Πίνακας 4.1 : Συγκεντρωτικά εξεργειακά και οικονομικά μεγέθη.....	74

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

A	Επιφάνεια(εμβαδόν), m^2
\dot{B}_D	Περιβαλλοντικό αντίκτυπο λόγω εξεργειακών απωλειών, mPt/s
C_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση, $kJ/kg/K$
\dot{C}_x	Κόστος ανά μονάδα παραγόμενης ενέργειας, $\$/MJ$
\dot{E}	Ροή εξέργειας, MJ/s
$E_{x,phys}$	Φυσική εξέργεια, kW
$E_{x,mix}$	Εξέργεια ανάμειξης, kW
$E_{x,d}$	Εξεργειακές απώλειες λόγω καταστροφής, kW
$E_{x,tot}$	Ολική εξέργεια, kW
$E_{x,chem}$	Χημική εξέργεια, kW
\dot{E}_Q	Ροή εξέργειας λόγω θερμότητας, MJ/s
\dot{E}_W	Ροή εξέργειας λόγω παραγόμενου έργου, MJ/s
$E_{air\ separation}$	Εξέργεια διαχωρισμού αέρα, kW
$E_{gasification}$	Εξέργεια αεριοποίησης, kW
F_b	Εξεργοπεριβαλλοντικός παράγοντας, $\%$
h	Ενθαλπία, kJ
I_{cv}	Εξεργειακές απώλειες, kW
I	Ένταση ηλεκτρικού ρεύματος, A
I	Ένταση ηλιακής ακτινοβολίας, w/m^2
LHV	Κατώτερη θερμογόνος δύναμη, Kj/Kg
\dot{m}	Ροή μάζας, kg/s
P_{amb}	Ατμοσφαιρική πίεση, bar
P	Ηλεκτρική ισχύς, kW
Q_i	Ροή θερμότητας, MJ/s
Q_E	Θερμική ενέργεια εξατμιστή, MJ
Q_{gen}	Θερμική ενέργεια γεννήτριας ατμού, MJ
R	Παγκόσμια σταθερά αερίων, $j/mol\ K$

RV	Λόγος συμπίεσης μηχανής Stirling
S_{gen}	Παραγόμενη εντροπία, kW
$SUCP$	Ολικό κόστος, \$/MJ
T	Θερμοκρασία, °C
T_o	Θερμοκρασία αναφοράς, °C
$T_{f,in}$	Θερμοκρασία εισόδου ρευστού, °C
$T_{f,out}$	Θερμοκρασία εξόδου ρευστού, °C
$T_{col,in}$	Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο συλλέκτη, °C
$T_{col,out}$	Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από συλλέκτη, °C
T_E	Θερμοκρασία εξατμιστή, °C
U_f	Ταχύτητα ρευστού, m/s
V_j	Ειδικός όγκος, m ³ /kg
V	Ηλεκτρική τάση, V
\dot{W}_{net}	Παραγόμενο έργο, Kw
\dot{Y}	Περιβαλλοντικό αντίκτυπο λόγω φθοράς, mPt/h
\dot{Z}_x	Ρυθμός μεταβολής κόστους λειτουργίας, \$/MJ
η_I / η_{en}	Ενεργειακή απόδοση, %
η_{II} / η_{ex}	Εξεργειακή απόδοση, %
η_{pcy}	Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης, %
η_{pvt}	Ενεργειακή απόδοση φωτοβολταϊκού/θερμικού συλλέκτη, %
ϵ_{pvt}	Εξεργειακή απόδοση φωτοβολταϊκού/θερμικού συλλέκτη, %

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1ο

1.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΗΝ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

Δεκαετίες τώρα, η αξιολόγηση των ενεργειακών συστημάτων ανά τον πλανήτη-στηριζόμενα σε συμβατικές μορφές ενέργειας είτε σε ήπιες-γινόνταν με την ενεργειακή ανάλυση αυτών. Μηχανικοί και ερευνητές όλων των κλάδων προσπαθούν πάντα να βελτιώσουν τα συστήματα αυτά, με κύριο γνώμονα την εξοικονόμηση πόρων –φυσικών και οικονομικών- και φυσικά την κλιματική αλλαγή. Η συνεχόμενη αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη μας έχει στρέψει την επιστημονική κοινότητα στη μελέτη όλο και περισσότερο των συστημάτων ανανεώσιμων μορφών ενέργειας, μηδενικής ή και ελάχιστης εκπομπής ρύπων.Συστήματα ηλιακής ενέργειας, αιολικής ενέργειας, βιομάζας, γεωθερμίας κ.α μελετώνται με σκοπό την αύξηση της λειτουργικότητας τους, ώστε να αντικαταστήσουν σε όλο και μεγαλύτερο βαθμό τα αντίστοιχα συμβατικά.

Η νέα τάση λοιπόν είναι να πάμε λίγο βαθύτερα από αυτά που μπορεί να μας δείξει μια απλή ενεργειακή ανάλυση. Εδώ “έρχεται” η εξεργειακή ανάλυση να δώσει πιο ουσιαστική διερεύνηση στον τρόπο που χάνεται η ενέργεια και στο πως μπορεί να βελτιωθεί η απόδοση ενός συστήματος. Η παρούσα μελέτη έρχεται να ερευνήσει τη συνεισφορά της εξεργειακής ανάλυσης στην αξιολόγηση των έργων που σχετίζονται με ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως η ηλιακή ενέργεια, η γεωθερμική ενέργεια και η βιομάζα.

Όπως γνωρίζουμε, ο όρος εξέργεια εκφράζει το μέγιστο παραγόμενο έργο (ή ηλεκτρισμό)ενός συστήματος, όταν αυτό βρίσκεται σε πλήρη θερμοδυναμική ισορροπία με το περιβάλλον[1]. Είναι λοιπόν το “χρήσιμο” μέρος της ενέργειας. Σε αντίθεση με την τελευταία η εξέργεια καταστρέφεται και μειώνεται, σε ρυθμό ίσο με την αύξηση της εντροπίας και των μη αντιστρεπτών μεταβολών ενός θερμοδυναμικού συστήματος, με βάση και το δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο. Η χρησιμότητα της εξεργειακής ανάλυσης έγκειται στο γεγονός ότι λαμβάνει υπόψη της την υποβάθμιση της “ποιότητας” της ενέργειας, σε αντίθεση με την ενεργειακή ανάλυση όπου η ενέργεια ποσοτικά φαίνεται πάντα να διατηρείται.

Επομένως κρίνεται σημαντικό να αναφερθεί ότι οι εξεργειακές αποδόσεις ενός συστήματος είναι πιο “κατατοπιστικές” από τις αντίστοιχες ενεργειακές, καθώς στον υπολογισμό τους δίνεται μια βαρύτητα στην καθεμία ροή ενέργειας με βάση το εξεργειακό της περιεχόμενο, όπως επίσης και γιατί διαχωρίζουν και κατηγοριοποιούν τις εξεργειακές απώλειες σε αυτές που διαφεύγουν του συστήματος και σε αυτές που καταστρέφονται ενός αυτού.

Δυο ακόμα σημαντικές επεκτάσεις της εξεργειακής ανάλυσης, είναι η εξεργοοικονομική ανάλυση όπως και η εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση. Η

εξεργοοικονομική ανάλυση στηρίζεται στα αποτελέσματα των εκάστοτε ενεργειακών και εξεργειακών αναλύσεων, για να καθορίσει το πραγματικό κόστος παραγωγής ενός συστήματος [2]. Επομένως πραγματοποιείται πάντα μετά από αυτές τις αναλύσεις. Συγκεκριμένα, ποσοτικοποιεί και με εξισώσεις το κόστος παραγωγής ωφέλιμης ενέργειας για το κάθενα μέρος ενός συστήματος, με σκοπό την ελαχιστοποίηση των παραμέτρων αυτών.

Η εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση πάλι, συγκεκριμενοποιεί το περιβαλλοντικό αντίκτυπο ανά μονάδα παραγόμενης θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας για το κάθε μέρος ενός ενεργειακού συστήματος[3]. Με βάση τους εξεργοπεριβαλλοντικούς δείκτες ενός συστήματος επομένως, μπορεί να βελτιστοποιηθεί το περιβαλλοντικό φορτίο αυτού. Οι δύο αυτές προεκτάσεις της εξεργειακής ανάλυσης, θα μελετηθούν σε αντίστοιχες εφαρμογές παρακάτω.

1.2 Θεωρητικό μοντέλο εξέργειας

Η ροή εξέργειας που σχετίζεται με μετάδοση θερμότητας, προκύπτει απ'τη σχέση[4]:

$$\dot{E} = \int_A \left(\frac{T - T_0}{T} \right) Q_i dA \quad (1.1)$$

Όπου T είναι η θερμοκρασία κατά την οποία πραγματοποιείται η μεταβολή, T_0 είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος, Q_i είναι ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας και A η αντίστοιχη επιφάνεια.

Η χημική εξέργεια, η οποία σχετίζεται με τη ροή μάζας, συμβολίζεται απ'τη σχέση 1.2 [4]:

$$E_{X_{chem,i}}^0 = V_j E_{X_{chem,ref-j}} - \Delta_r G_i^0 \quad (1.2)$$

Όπου n είναι τα μέρη του συστήματος, v_j είναι ο ειδικός όγκος, $\Delta_r G_i^0$ είναι η εξέργεια που χρειάζεται ώστε να επανέλθει το εκάστοτε μέρος στο επίπεδο αναφοράς.

Η φυσική εξέργεια, περιγράφεται σαν το παραγόμενο έργο με θερμοδυναμικά όρια απ'το επίπεδο αναφοράς έως τις συνθήκες περιβάλλοντος [4]:

$$E_{X_{phys}} = \Delta_{actual-0} [F (\sum_{i=1}^n X_i H_i^F - T_0 \sum_{i=1}^n X_i S_i^F) + G (\sum_{i=1}^n X_i H_i^G - T_0 \sum_{i=1}^n X_i S_i^G)] \quad (1.3)$$

Όπου x είναι η γραμμομοριακή αναλογία του εκάστοτε στοιχείου, S είναι η εντροπία, H είναι η ενθαλπία. Με F συμβολίζεται η υγρή φάση ενώ με G η αέρια φάση του καθενός στοιχείου.

Τέλος, η εξέργεια ανάμειξης η οποία υπολογίζεται από αλγορίθμους με βάση τις τιμές της εντροπίας και της ενθαλπίας και έχει πάντα αρνητικό πρόσημο [4]:

$$E_{xmix} = \Delta_{mix}H - T_0 \Delta_{mix}S \quad (1.4)$$

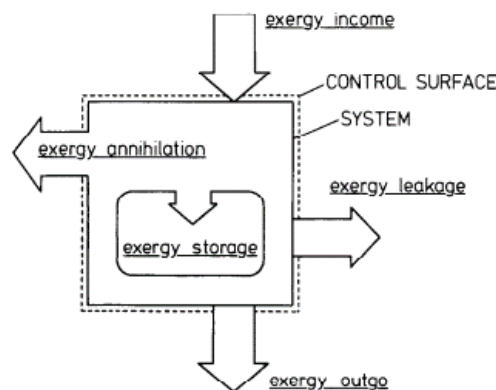
Από τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει η ολική εξέργεια ενός στοιχείου που σχετίζεται με τη ροή μάζας.

$$\dot{E}_{xtot} = \dot{m} [E_{xchem} + E_{xphys} + \Delta_{mix}E_x] \quad (1.5)$$

Η καταστροφή της εξέργειας, συμβολίζεται με τη σχέση 1.6 [4]:

$$E_{xd} = T_0 S_{gen} \quad (1.6)$$

Όπου φαίνεται πως η παραγόμενη εντροπία S_{gen} είναι ανάλογη της εξέργειας που καταστρέφεται[5].



Σχήμα 1.1 : Ροές εξέργειας σε ένα ενεργειακό σύστημα[5].

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2ο

ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Δεδομένο θεωρείται πως η χρήση της ηλιακής ενέργειας είναι εξαιρετικά σημαντική και μπορεί να δώσει λύσεις σε αρκετά περιβαλλοντικά και ενεργειακά ζητήματα. Είναι γεγονός, πως η χρήση διατάξεων αξιοποίησης ηλιακής ενέργειας μπορεί να οδηγήσει στη μείωση της χρήσης των ορυκτών καυσίμων, καθώς και στη λειτουργία αυτόνομων αλλά και υβριδικών συστημάτων. Συγκρινόμενη με τις άλλες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, η ηλιακή ενέργεια παρουσιάζει μεγάλη αφθονία αλλά επίσης πλεονεκτεί καθώς μπορεί να μετατραπεί σε ωφέλιμη θερμότητα είτε σε ηλεκτρισμό με άμεσο τρόπο.

Η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας στις αναπτυσσόμενες χώρες παίζει κομβικό ρόλο στην αύξηση του βιωτικού επιπέδου, ειδικά σε επαρχιακές-αγροτικές περιοχές. Μιλάμε για περιοχές όπου δεν υπάρχει η δυνατότητα εγκατάστασης ενεργοβόρων και υψηλού κόστους ενεργειακών συστημάτων. Επομένως η κάλυψη των αναγκών για θέρμανση (ή και ψύξη) και ηλεκτρισμό γίνεται από μεταγενέστερα συστήματα με γνώμονα την ανεξάντλητη ηλιακή ενέργεια και το γενικότερο πνεύμα ενεργειακής εξοικονόμησης που επιτάσσουν οι τρέχουσες συνθήκες.

Συστήματα θερμικού ηλιακού συλλέκτη, υβριδικού ηλιακού συλλέκτη για την παραγωγή και ηλεκτρισμού, αντλίες θερμότητας και ψύκτες απορρόφησης σε σειρά με ηλιακούς συλλέκτες είναι παραδείγματα διατάξεων που εκμεταλεύονται την ενέργεια του ήλιου για να καλύψουν τις ανάγκες του κτιριακού και αγροτικού τομέα σε θέρμανση-ψύξη χώρων, ζεστό νερό χρήσης, φωτισμό και γενικότερα ηλεκτρική ενέργεια. Στον αγροτικό τομέα συγκεκριμένα οι ανάγκες επικεντρώνονται σε εφαρμογές των ανωτέρω συστημάτων σε θερμοκήπια, για την ξήρανση γεωργικών προϊόντων καθώς και σε διατάξεις αφαλάτωσης.

Όπως όλα τα ενεργειακά συστήματα, έτσι και τα παραπάνω χρήζουν συνεχούς βελτιστοποίησης, προσανατολισμένα πάντα στο τρέχον κλίμα ενεργειακής εξοικονόμησης αλλά και μείωσης του κόστους λειτουργίας τους. Η εξεργειακή ανάλυση έρχεται να εξετάσει και να βελτιώσει όλες τις παραμέτρους που επηρεάζουν τις αποδόσεις ενός ηλιακού συστήματος, όπως τα κατασκευαστικά του χαρακτηριστικά, τις αυξομειώσεις της έντασης ηλιακής ακτινοβολίας, τον τρόπο που ψύχεται ο συλλέκτης κ.α



Σχήμα 2.1 : Φωτοβολταϊκοί θερμικοί συλλέκτες [6]

2.2 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ

Όλοι γνωρίζουμε πως ένας ηλιακός συλλέκτης υβριδικού τύπου (PV/T) απορροφά την προσπίπτουσα στην επιφάνεια του ηλιακή ακτινοβολία, την οποία και μετατρέπει ταυτόχρονα σε ηλεκτρική και θερμική ενέργεια.

ΕΞΙΣΩΣΗ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΙΣΟΡΡΟΠΙΑΣ

Για συγκεκριμένο όγκο ελέγχου στον ηλιακό συλλέκτη, ισχύει η παρακάτω σχέση ισορροπίας 2.1 [7] :

$$\dot{E}_{fin} - \dot{E}_{ini} = \dot{E}_Q - \dot{E}_w + \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - i_{c.v} \quad (2.1)$$

Όπου \dot{E}_{fin} είναι η ροή εξέργειας της τελικής μάζας ρευστού, \dot{E}_{ini} η ροή εξέργειας της τελικής μάζας ρευστού, \dot{E}_Q η ροή εξέργειας της μεταφοράς θερμότητας, \dot{E}_w η ροή εξέργειας του καταναλισκώμενου έργου, \dot{E}_{in} η ροή εξέργειας της εισερχόμενης μάζας ρευστού, \dot{E}_{out} η ροή εξέργειας της εξερχόμενης μάζας ρευστού και $i_{c.v}$ η ροή των εξεργειακών απωλειών (μη αντιστρεπτές μεταβολές).

Εξεργειακός βαθμός απόδοσης

$$\eta_{ex} = \frac{\text{εξεργειακές εκροές}}{\text{εξεργειακές εισροές}} = 1 - \frac{\text{εξεργειακές απώλειες}}{\text{εξεργειακές εισροές}} \quad (2.1)$$

Παρατηρούμε ότι ο βαθμός απόδοσης της εξέργειας μετράται σαν το πηλίκο του “καθαρού” εξεργειακού περιεχομένου [7] το οποίο εξέρχεται απ’το σύστημα μας και μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο και απώλειες, προς το αντίστοιχο εξεργειακό περιεχόμενο που είχε εισέλθει στο σύστημα.

Εξεργειακές ροές μάζας εισόδου και εξόδου

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}C_p [T_{f,in} - T_{amb} - T_{amb} \ln(\frac{T_{f,in}}{T_{amb}})] + \dot{m}RT_{amb} \ln(\frac{P_{f,in}}{P_{amb}}) \quad (2.2)$$

$$\dot{E}x_{out} = \dot{m}C_p [T_{f,out} - T_{amb} - T_{amb} \ln(\frac{T_{f,out}}{T_{amb}})] + \dot{m}RT_{amb} \ln(\frac{P_{f,out}}{P_{amb}}) \quad (2.3)$$

Όπου $T_{f,in}$, $T_{f,out}$ είναι οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ρευστού, T_{amb} η θερμοκρασία περιβάλλοντος, $P_{f,in}$, $P_{f,out}$, P_{amb} είναι οι τιμές της πίεσης του ρευστού στην είσοδο, την έξοδο και η ατμοσφαιρική αντίστοιχα, C_p και R είναι η θερμοχωρητικότητα του ρευστού και η παγκόσμια σταθερά αερίων αντίστοιχα [7].

Εξεργειακές ροές θερμότητας και έργου

$$E_{xQ,sun} = S [1 - (\frac{4}{3})(\frac{T_{amb}}{T_{sun}}) + (\frac{1}{3})(\frac{T_{amb}}{T_{sun}})^4] \quad (2.4)$$

Η παραπάνω σχέση [7] μας δίνει τη θερμότητα η οποία εισάγεται στον όγκο ελέγχου που εξετάζουμε, όπου S η ηλιακή ενέργεια που προσπίπτει στο συλλέκτη και T_{sun} (5760 K) η θεωρητική θερμοκρασία του ηλίου.

$$\dot{E}x_w = P_{el} - P_{fan} = V_{mp}I_{mp} - \frac{\dot{m}\Delta P}{\rho\eta_{fan}} \quad (2.5)$$

Όπου P_{el} είναι η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται απ’το συλλέκτη, P_{fan} η ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνεται απ’τον ανεμιστήρα, V_{mp} η μέγιστη τάση που αναπτύσσεται, I_{mp} το μέγιστο ρεύμα, ΔP η πτώση πίεσης στον αεραγωγό, ρ είναι η πυκνότητα του ρευστού και η_{fan} η απόδοση του ανεμιστήρα.

Ροές εξέργειας αρχικής και τελικής μάζας ρευστού

$$\dot{E}_{X_{fin}} - \dot{E}_{X_{ini}} = \left(\frac{m_{cell} c_{p,cell}}{\Delta t} \right) [T_{cell} - T_{amb} - T_{amb} \ln \left(\frac{T_{cell}}{T_{amb}} \right)] - (V_{oc|sc} - V_{mp|mp}) \left(\frac{T_{cell}}{T_{sun}} \right) \quad (2.6)$$

Απο τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτει πως δεν υπάρχει μεταβολή στη διερχόμενη μάζα ρευστού καθώς οι μάζες εισόδου και εξόδου είναι ίσες. Με m_{cell} συμβολίζεται η μάζα του συλλέκτη, με $c_{p,cell}$ η ειδική θερμοχωρητικότητα του και Δt είναι το χρονικό διάστημα στο οποίο υπολογίζεται η εξεργειακή διαφορά.

Ρυθμός εξεργειακών απωλειών συλλέκτη

$$\dot{i}_{c,v} = \sum \dot{E}_{X,loss} = \sum \dot{E}_{X,loss} \text{ (εσωτερικά)} + \sum \dot{E}_{X,loss} \text{ (εξωτερικά)} = \sum \dot{E}_{X,loss} \text{ (εξωτερικά)} + \sum \dot{E}_{X,loss} \text{ (καταστροφή)} \quad (2.7)$$

Γενικά, υπάρχουν δυο τρόποι με τους οποίους έχουμε απώλειες εξέργειας σ'έναν ηλιακό pv/t συλλέκτη. Η χρήσιμη ενέργεια μπορεί να βγει εκτός όγκου ελέγχου του συστήματος είτε να "καταστραφεί" εντός αυτού. Η δεύτερη περίπτωση ισχύει συνήθως όταν έχουμε ανάμειξη δυο διαφορετικών ρευστών ή λόγω τριβών στη ροή του ρευστού. Οι παραπάνω απώλειες αναλύονται σε 7 κατηγορίες ανάλογα με το σημείο στο συλλέκτη και την αιτία που προκύπτουν.

- Πρώτη από αυτές είναι οι οπτικές απώλειες στην επιφάνεια του συλλέκτη:

$$\dot{E}_{X,loss,opt} = S \left[1 - \left(\frac{4}{3} \right) \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right) + \left(\frac{1}{3} \right) \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right)^4 \right] - (\alpha\tau)_{eff} S \left[1 - \left(\frac{4}{3} \right) \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right) + \left(\frac{1}{3} \right) \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right)^4 \right] \quad (2.8)$$

Όπου $(\alpha\tau)_{eff}$ οι συντελεστές απορροφητικότητας και διαπερατότητας του συλλέκτη[7].

- Σα δεύτερη κατηγορία εμφανίζονται οι απώλειες που προκύπτουν απ'τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ ηλιακής ακτινοβολίας και επιφάνειας του συλλέκτη:

$$\dot{E}_{X,des/\Delta T,sun} = (\alpha\tau)_{eff} S \left[1 - \left(\frac{4}{3} \right) \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right) + \left(\frac{1}{3} \right) \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right)^4 \right] - (\alpha\tau)_{eff} S \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{cell}} \right) \quad (2.9)$$

- Επόμενη κατηγορία εξεργειακών απωλειών είναι αυτές που οφείλονται στη μεταφορά θερμότητας απ'το συλλέκτη στο ρευστό λόγω θερμοκρασιακής διαφοράς:

$$\dot{E}_{X,des/\Delta T,f} = (\alpha\tau)_{eff} S \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{cell}}\right) - [Q_{loss} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{cell}}\right) + Q_u \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{f,out}}\right) + V_{oc} I_{sc}] \quad (2.10)$$

Όπου $Q_{loss} = U_L A_{PV/T} (T_{cell} - T_{amb})$, οι θερμικές απώλειες απ'το συλλέκτη στο περιβάλλον, U_L ο ολικός συντελεστής απωλειών, $A_{PV/T}$ το εμβαδόν της επιφάνειας του συλλέκτη, Q_u η ροή της χρήσιμης θερμικής ενέργειας και $T_{f,out}$ η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο [7].

- Η τέταρτη κατηγορία σχετίζεται με απώλειες που έχουν να κάνουν με διαφυγή θερμότητας απ'το συλλέκτη προς το περιβάλλον:

$$\dot{E}_{X,loss,Q} = Q_{loss} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{cell}}\right) \quad (2.11)$$

- Η επόμενη μορφή εξεργειακής καταστροφής προκύπτει από την πτώση πίεσης του ρευστού:

$$\dot{E}_{X,des/\Delta P} = \frac{T_{amb} \dot{m} \Delta P}{\rho T_f} \quad (2.12)$$

Όπου T_f η μέση θερμοκρασία του ρευστού [7].

- Σαν πέμπτη κατηγορία εμφανίζεται η καταστροφή εξέργειας λόγω θερμοκρασιακών διακυμάνσεων του συλλέκτη, σε σχέση με το περιβάλλον:

$$\dot{E}_{X,des/\Delta T,pv/t} = T_{amb} \left(\frac{m_{cell} C_{p,cell}}{\Delta t} \right) \ln \left(\frac{T_{cell}}{T_{amb}} \right) \quad (2.13)$$

- Τέλος,έχουμε τις απώλειες λόγω ηλεκτρισμού:

$$\dot{E}_{X,des/el} = V_{oc} I_{sc} - (V_{mp} I_{mp} - P_{fan}) \quad (2.14)$$

Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ηλιακού pv/t συλλέκτη

Με βάση τις παραπάνω σχέσεις,προκύπτει η τελική μορφή της απόδοσης του συλλέκτη [7]:

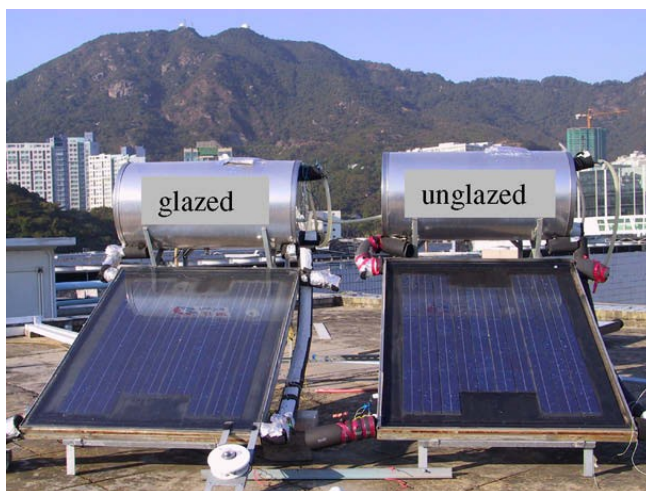
$$\eta_{ex} = (\dot{E}_{X_{fin}} - \dot{E}_{X_{mi}} + \dot{E}_{X_w} - \dot{E}_{X_{in}} + \dot{E}_{X_{out}}) / E_{XQ,sun} = 1 - \frac{\Sigma \dot{E}_{X,loss}}{E_{XQ,sun}} \quad (2.15)$$

2.3 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΗΣ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΣΤΑ ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ-ΦΩΤΟΒΟΛΤΑΪΚΟΙ ΘΕΡΜΙΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ

2.3.1 Σύγκριση αποδόσεων φωτοβολταϊκών θερμικών συλλεκτών με γυάλινη επικάλυψη και χωρίς επικάλυψη

Γενικότερα, κυριαρχεί η άποψη ότι ένας υβριδικός ηλιακός συλλέκτης με ένα ή περισσότερα τζάμια εμφανίζει καλύτερη θερμική απόδοση σε σχέση με έναν συλλέκτη χωρίς τζάμι αλλά και χειρότερη ηλεκτρική απόδοση από το δεύτερο. Αυτό οφείλεται αφενός μεν στην ικανότητα της γυάλινης επικάλυψης να μειώνει τις απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον, αλλά και στην ιδιότητα της να εμποδίζει μέρος της ακτίνας φωτός να φτάσει στο φωτοβολταϊκό στοιχείο καθώς το ανακλά. Επομένως χρειάζεται η ανάλυση από θερμοδυναμική σκοπιά ώστε να δούμε υπό ποιές προϋποθέσεις ευνοείται το θερμικό ή ηλεκτρικό μέρος του συλλέκτη.

Αρκετοί ερευνητές συνέκριναν τις αποδόσεις συστημάτων με pv/t συλλέκτες, οι οποίες επηρεάζονται από συγκεκριμένες παραμέτρους. Ο Τριπαναγνωστόπουλος (Τριπαναγνωστόπουλος et al, 2002) κατέληξε στο συμπέρασμα ότι η θερμική απόδοση συλλεκτών με γυάλινη επικάλυψη βελτιώθηκε κατά 30 % , σε αντίθεση με την ηλεκτρική που μειώθηκε κατά 16 % [8]. Επίσης συγκρίθηκαν ηλιακά συστήματα (Zakharchenko et al, 2009) που λειτουργούσαν με φωτοβολταϊκά πάνελ και άλλα με θερμικούς συλλέκτες, καταλήγοντας πως ο βέλτιστος pv/t συλλέκτης απαιτεί την περιοχή του φωτοβολταϊκού μικρότερη από αυτή του θερμικού συλλέκτη [9]. Εξετάστηκαν δύο περιπτώσεις συστημάτων (Bakker et al, 2005) που θα καλύψουν τις ανάγκες μιας μέσης οικογένειας στην Ολλανδία, καταλήγοντας πως ένας pv/t ηλιακός συλλέκτης 25 m² παρέχει θερμικό και ηλεκτρικό φορτίο αντίστοιχο, με ένα σύστημα που θα συνδύαζε φωτοβολταϊκό πάνελ 7 m² και θερμικό συλλέκτη 26 m² [10]. Αντίστοιχα μελετήθηκαν διάφορα συστήματα pv/t συλλεκτών (Fraise et al, 2007) συμπεραίνοντας πως η ηλεκτρική απόδοση των συλλεκτών με επικάλυψη μειώθηκε έως και 28 % σε σχέση με ένα φωτοβολταϊκό πάνελ, σε αντίθεση με συλλέκτες χωρίς επικάλυψη που παρουσίασαν αύξηση κατά 6 % [11].



Σχήμα 2.2 : Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες με γυάλινη επικάλυψη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη [12]

Έρευνα πάνω στο θέμα πραγματοποιήθηκε το 2006 από ομάδα ερευνητών στο πανεπιστήμιο του Χονγκ Κονγκ [13]. Εκεί συγκρίθηκαν αποτελέσματα πειραματικής διάταξης επίπεδου υβριδικού συλλέκτη με και χωρίς τζάμι, η οποία είχε διάρκεια 8 ώρες. Η πειραματική διαδικασία ακολούθησε Standard Testing Conditions (STC). Τα πάνελ ήταν απο πολυκρυσταλλική σιλικόνη με εμβαδόν 1,34 m² το καθένα, ενώ το φωτοβολταϊκό στοιχείο κάλυπτε 0,81 m² άρα και ζ= 0,6 ο παράγοντας κάλυψης. Ο συλλέκτης είχε κλίση 30°, ενώ τα ηλιακά στοιχεία είχαν φωτοβολταϊκή απόδοση 0,13. Τέλος, ο απορροφητής παρουσίαζε απορροφητικότητα 0,9 και δυνατότητα εκπομπής 0,8 , καθώς και η γυάλινη επικάλυψη είχε δυνατότητα μετάδοσης και εκπομπής 0,83 και 0,88 αντίστοιχα. Η απόδοση του ηλιακού στοιχείου, ο παράγοντας κάλυψης καθώς και ο λόγος της μάζας ρευστού προς την επιφάνεια του συλλέκτη αποτελούν τις εσωτερικές παραμέτρους του συστήματος. Ως προς τις εξωτερικές παραμέτρους που επηρεάζουν την απόδοση του πάνελ, η μέση ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας στο κεκλιμένο επίπεδο μετρήθηκε 530 w/m², η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος ήταν 18,8 ° και η μέση ταχύτητα του ανέμου 1,63 m/s .

Σε προηγούμενες μελέτες, ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης είχε υπολογιστεί αντίστοιχα από τους (Garg et al,1995) [14] και (Sorjan et al,1996) [15] με τη σχέση :

$$\eta_{pvt} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} (A_c E_t + A_{pv} E_{pv}) dt}{A_c \int_{t_1}^{t_2} G dt} = \eta_t + \zeta \eta_{pv} \quad (2.16)$$

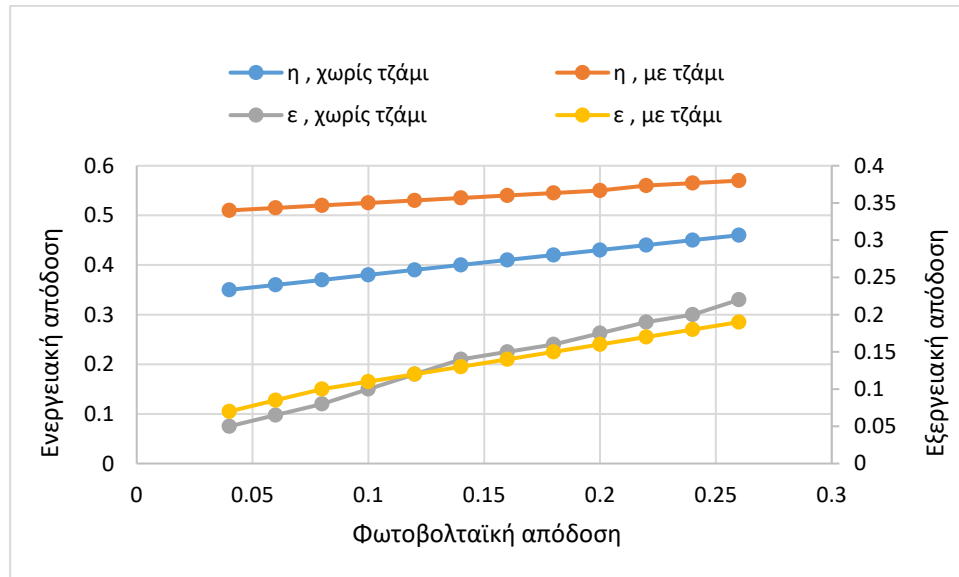
Όπου με A συμβολίζονται οι επιφάνειες του συλλέκτη και του φωτοβολταϊκού, με E συμβολίζονται η θερμική και ηλεκτρική ισχύς ανά μονάδα επιφάνειας, με G συμβολίζεται η ηλιακή ακτινοβολία ανά μονάδα επιφάνειας, ενώ αντίστοιχα με η συμβολίζονται η θερμική και η φωτοβολταϊκή ενεργειακή απόδοση του συλλέκτη.

Αντίστοιχα, η εξεργειακή απόδοση υπολογίστηκε απ'τη σχέση που χρησιμοποίησαν επίσης οι (Fujisawa και Tani,1997) [16], με την προϋπόθεση ότι η αρχική θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού ισούται με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος T_α

$$\varepsilon_{pvt} = \varepsilon_{pv} + \varepsilon_t = \eta_{pv} + \left(1 - \frac{T_a}{T_2}\right) \eta_t \quad (2.17)$$

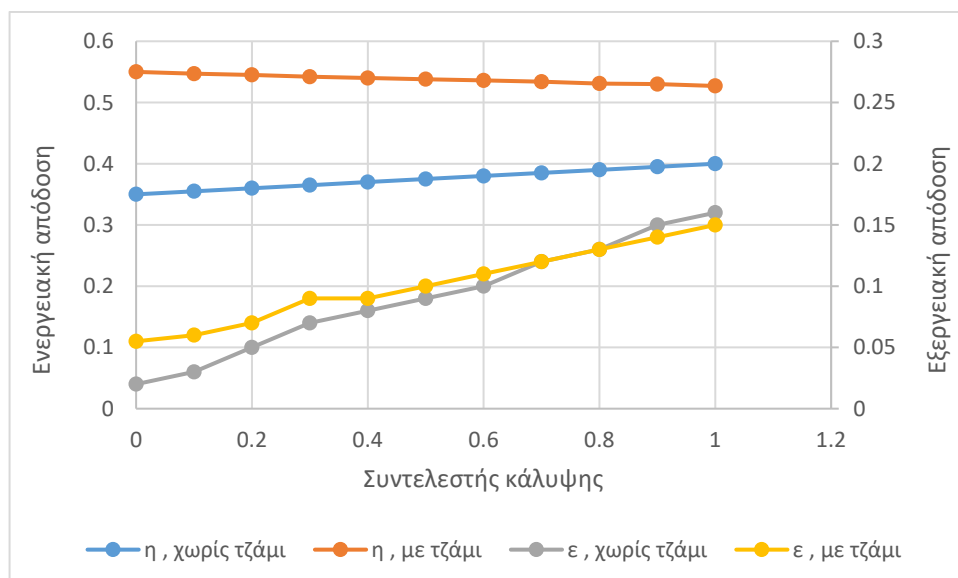
Όπου με ε παριστάνεται η ηλεκτρική και η θερμική εξεργειακη απόδοση, ενώ T₂ είναι η μέγιστη θερμοκρασία που φτάνει το εργαζόμενο ρευστό. Εδώ αξίζει να σημειωθεί ότι ενώ οι όροι η_{pv} και ε_{pv} είναι ίσοι λόγω της φύσης της ηλεκτρικής ενέργειας, οι όροι η_t και ε_t σχετίζονται με την απόδοση Carnot. Οι θερμοκρασίες T_α, T₂ αντιστοιχούν στις θερμοκρασίες ψυχρής και θερμής δεξαμενής, η διαφορά των οποίων είναι ικανή να παράξει χρήσιμο θερμικό έργο.

Απο τη σκοπιά της ενεργειακής ανάλυσης, φαίνεται ότι ο συλλέκτης με γυάλινη επικάλυψη υπερτερεί αυτού χωρίς. Δεν ισχύει όμως το ίδιο απαραίτητα και στην εξεργειακή ανάλυση. Συγκεκριμένα, στην περίπτωση της φωτοβολταϊκής απόδοσης των στοιχείων παρατηρήθηκε ότι όσο αυτή αυξάνεται, αυξάνονται και οι αποδόσεις του συλλέκτη. Ενώ όμως στην ενεργειακή ανάλυση υπερτερεί ο συλλέκτης με τζάμι, στην εξεργειακή εμφανίζεται να έχει καλύτερη απόδοση ο συλλέκτης χωρίς επικάλυψη από μια τιμή $eff_{cell} \sim 0,13$ και πάνω, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.3:



Σχήμα 2.3 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη, με βάση τη φωτοβολταϊκή απόδοση του συλλέκτη [13]

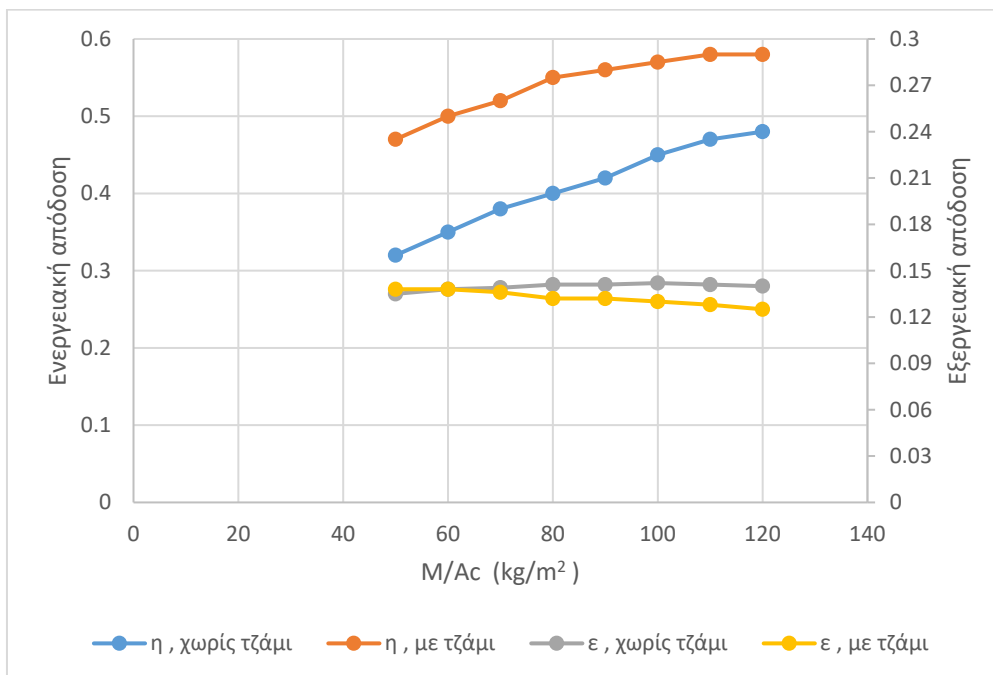
Παράμετρος με αντίστοιχη συμπεριφορά παρατηρείται ότι είναι και ο παράγοντας κάλυψης, όπου η αύξηση του ευνοεί το ηλεκτρικό κομμάτι του πάνελ αλλά όχι τόσο το θερμικό. Η ενεργειακή απόδοση του συλλέκτη με τζάμι παρατηρήθηκε σταθερά καλύτερη από αυτήν του συλλέκτη χωρίς τζάμι. Αντίστοιχη συμπεριφορά εμφανίζει και η εξεργειακή του απόδοση, μέχρι όμως το σημείο με $rf=0,7$ και πάνω όπου υπερτερεί ξανά ο συλλέκτης χωρίς επικάλυψη.



Σχήμα 2.4 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη, με βάση τον συντελεστή κάλυψης [13]

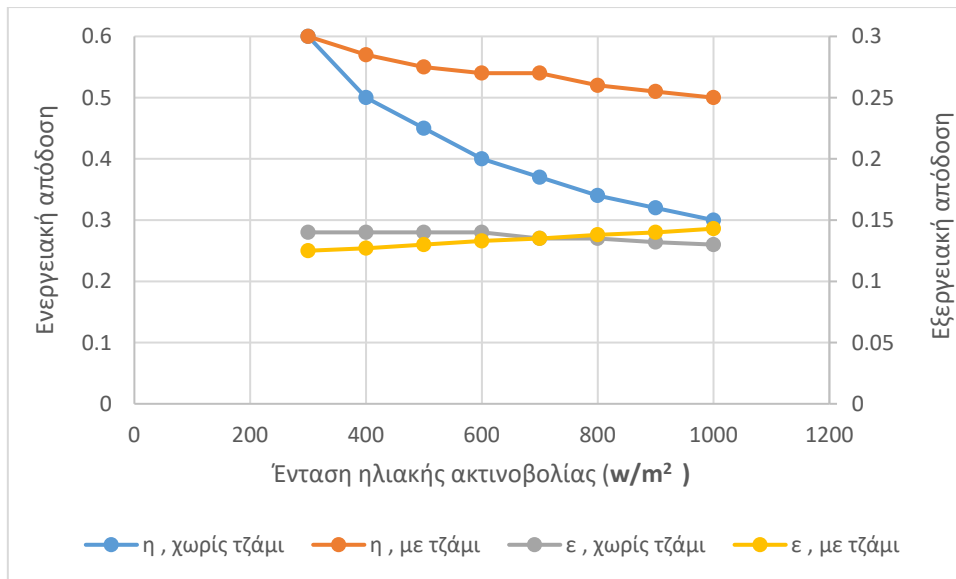
Ως προς το πηλίκιο m/A_c , η αύξηση του σημαίνει μεγαλύτερη αποθήκευση νερού για την ίδια επιφάνεια συλλέκτη άρα και μεγαλύτερη ενεργειακή απόδοση και για τις δυο περιπτώσεις συλλεκτών.

Στην ανάλυση της εξεργειακής απόδοσης παρατηρούμε ότι ο συλλέκτης χωρίς επικάλυψη συνεχίζει να εμφανίζει απόδοση ανάλογη της αύξησης του εξεταζόμενου πηλίκου. Δε συμβαίνει το ίδιο όμως για το πάνελ με τζάμι καθώς η αύξηση της συνολικής μάζας νερού οδηγεί σε μείωση της μέσης θερμοκρασίας του άρα και μείωση του επιθυμητού παράγοντα που είναι ο θερμικός έναντι του ηλεκτρικού, στην περίπτωση αυτή.



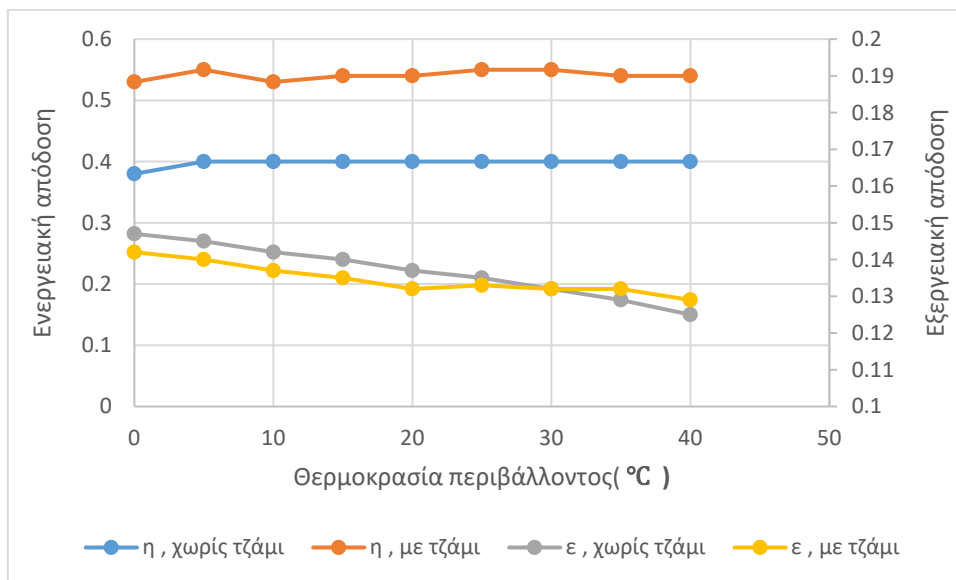
Σχήμα 2.5 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη, με βάση το λόγο M/A_c [13]

Αναφορικά με την παράμετρο της ηλιακής ακτινοβολίας, όσο αυτή αυξάνεται παρατηρείται μείωση στις ενεργειακές αποδόσεις των δυο συλλεκτών. Αντίθετα στις εξεργειακές αποδόσεις βλέπουμε το συλλέκτη με τζάμι να αυξάνει την απόδοση του όσο ανεβαίνει η τιμή της ηλιακής ακτινοβολίας λόγω του ότι υπερτερεί ο “επιθυμητός” θερμικός παράγοντας έναντι του ηλεκτρικού, με την αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το πάνελ. Ο συλλέκτης χωρίς επικάλυψη εμφανίζει πτωτική απόδοση ενώ εμφανίζει καλύτερες αποδόσεις μέχρι το σημείο για ηλιακή ακτινοβολία ίση με 720 w/m^2 όπου τον “προσπερνά” ο συλλέκτης με τζάμι.



Σχήμα 2.6 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη, με βάση την ηλιακή ακτινοβολία [13]

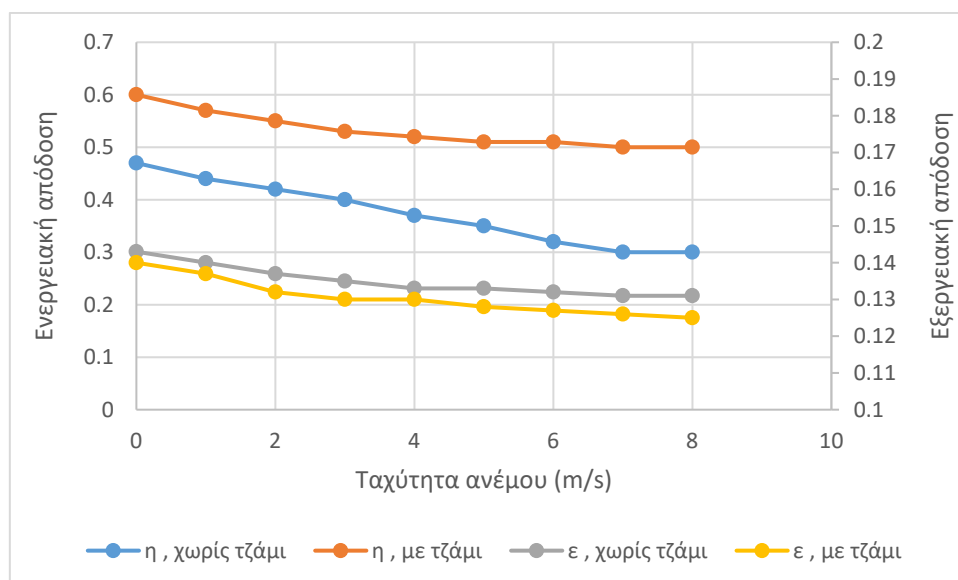
Ως προς τη θερμοκρασία περιβάλλοντος οι ενεργειακές αποδόσεις των δυο συλλεκτών παραμένουν σχετικά σταθερές με την αύξηση της, ενώ το πάνελ με γυάλινη επικάλυψη εμφανίζει καλύτερη απόδοση. Στην εξεργειακή ανάλυση ωστόσο η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος αποτελεί μη επιθυμητό παράγοντα, γι' αυτό και παρατηρείται μείωση των αποδόσεων και στις δυο περιπτώσεις, με το συλλέκτη χωρίς τζάμι να εμφανίζει καλύτερη απόδοση μέχρι τη θερμοκρασία των 32°



Σχήμα 2.7 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη, με βάση τη θερμοκρασία περιβάλλοντος [13]

Τέλος, καταγράφηκε η συμπεριφορά των αποδόσεων σχετικά με την αύξηση της ταχύτητας του ανέμου. Στις ενεργειακές αποδόσεις παρατηρείται μικρή μείωση και στους δυο συλλέκτες με την περίπτωση της γυάλινης επικάλυψης πάντως να εμφανίζεται καλύτερη. Απο την άλλη πλευρά, στην εξεργειακή ανάλυση φαίνεται πως η αύξηση αυτή αποτελεί αρνητικό παράγοντα για το θερμικό κομμάτι του

συλλέκτη και ελάχιστα θετικό για το ηλεκτρικό κομμάτι, επομένως υπερिशύει η συνολική μείωση στην ολική εξεργειακή απόδοση. Το πάνελ χωρίς επικάλυψη εμφανίζει και πάλι καλύτερη απόδοση για όλες τις τιμές της ταχύτητας του ανέμου.



Σχήμα 2.8 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συλλέκτη με γυάλινη και χωρίς γυάλινη επικάλυψη, με βάση την ταχύτητα του ανέμου [13]

Συμπέρασμα

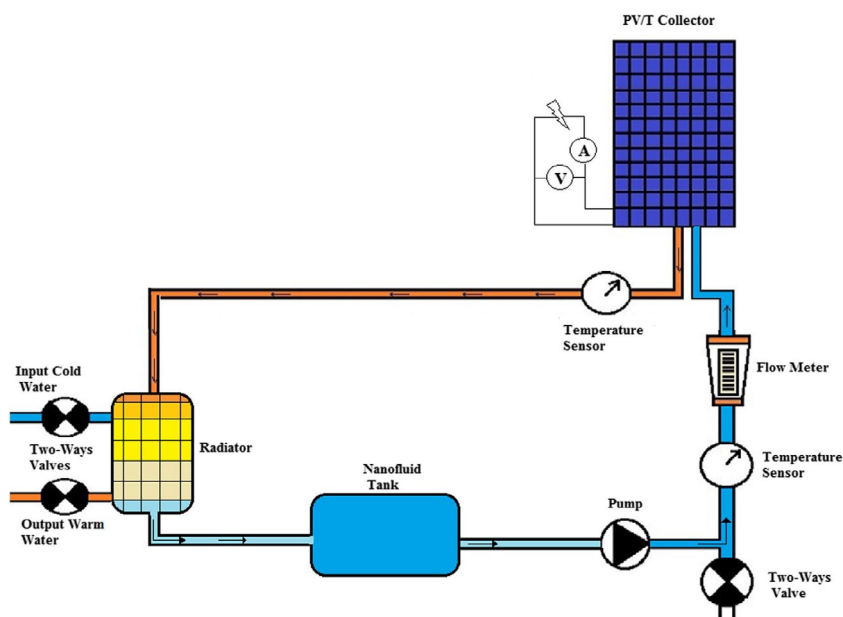
Συνοψίζοντας, εάν για το σχεδιασμό ενός ηλιακού συστήματος επιλέγεται ως κριτήριο η συνολική “ποσότητα” ενέργειας που δίνει στην έξοδο του και δίνεται βαρύτητα στο θερμικό κομμάτι του, καταλληλότερος εμφανίζεται ο συλλέκτης με επικάλυψη με βάση την ενεργειακή ανάλυση. Αντίθετα όποιος επιλέξει να προσεγγίσει τη συνολική “ποιότητα” της ενέργειας και να δώσει βάρος στο ηλεκτρικό κομμάτι του καλείται να το κάνει μέσω της εξεργειακής ανάλυσης. Εκεί προκύπτει ότι με εξαίρεση την αύξηση στις παραμέτρους της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και της ηλιακής ακτινοβολίας, ο συλλέκτης χωρίς επικάλυψη εμφανίζει καλύτερη απόδοση.

2.3.2 Σύγκριση αποδόσεων υβριδικού ηλιακού συλλέκτη με βάση το ρευστό ψύξης

Μεγάλο ρόλο στις διακυμάνσεις των αποδόσεων ενός ηλιακού συστήματος με υβριδικό pv/t συλλέκτη, φέρεται να παίζει το εργαζόμενο ψυκτικό ρευστό καθώς και η ροή του. Συγκεκριμένα, τα νανορευστά σαν ψυκτικά μέσα φαίνεται να προτιμούνται καθώς προσφέρουν αποδοτική μεταφορά θερμότητας, ειδικά σε συστήματα χαμηλότερων θερμοκρασιών. Διάφοροι μελετητές ερεύνησαν τις μεταβολές των αποδόσεων ενός ηλιακού συλλέκτη με βάση το ρευστό ψύξης. Κάποιοι (Joshi και Tiwari, 2007) κατέληξαν πως η εξεργειακή απόδοση είναι αρκετά μικρότερη της ενεργειακής σε τέτοιους συλλέκτες [27]. Οι (Sarhaddi et al, 2010) [28] και (Sobhnamayan et al, 2016) [7] υπολόγισαν τις παραμέτρους για την εξεργειακή βελτιστοποίηση υβριδικών συλλεκτών νερού και αέρα. Οι (Al-Nimr και Al-

Ammani,2016) [29]σχεδίασαν ένα μαθηματικό μοντέλο για τον υπολογισμό των αποδόσεων ενός pv/t συλλέκτη που χρησιμοποιήθηκε για απόσταξη νερού. Ο (Al-Waeli et al,2017) [30]συνέκρινε τις αποδόσεις ενός συστήματος pv/t συλλέκτη με διάφορα ψυκτικά ρευστά, συμπεριλαμβανομένων των νανορευστών, καταλήγοντας πως τα τελευταία βελτίωσαν την ολική απόδοση του συστήματος. Ο (Yousefi et al,2012) [31]συνέκρινε τις αποδόσεις μεταξύ νανορευστών διαφορετικών συγκεντρώσεων οξειδίου του αργιλίου, καταλήγοντας πως μια συγκέντρωση 2% οδηγεί σε αύξηση της απόδοσης κατά 28 %. Ο (Soltani et al,2017) [32]επίσης παρατήρησε αύξηση των αποδόσεων κατά 3,13 % στη χρησιμοποίηση νανορευστού σε σύγκριση με το νερό ως ψυκτικό ρευστό.

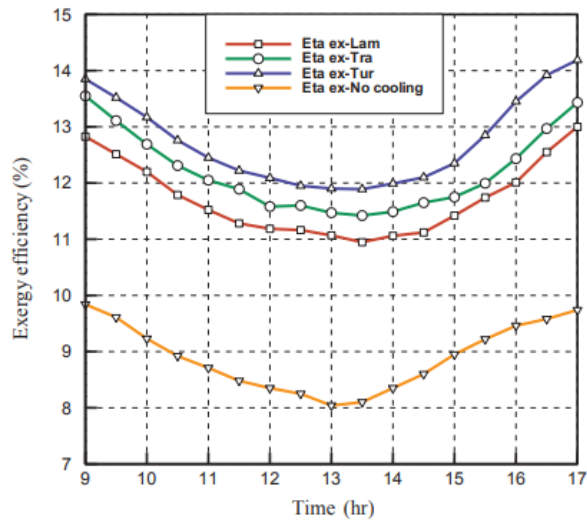
Ιρανοί ερευνητές [33] μελέτησαν τις ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συστήματος α) με νερό, (β)με νανορευστό (Ag) και (γ) χωρίς ψυκτικό ρευστό για στρωτή, παροδική και τυρβώδη ροή. Ως προς την πειραματική διάταξη χρησιμοποιήθηκε υβριδικός ηλιακός συλλέκτης μονοκρυσταλλικής σιλικόνης, ενώ το νανορευστό δημιουργήθηκε με τη μέθοδο της ηλεκτρικής έκρηξης καλωδίου (Electrical explosion of wire) η οποία είναι φιλική προς το περιβάλλον και παρέχει σταθερότητα τουλάχιστον ενός έτους στο νανορευστό. Συγκρίθηκαν ροές με συγκέντρωση 2% κ.β και 4% κ.β νανορευστού, όπως και επίσης μαζί με τις τρεις εντάσεις ροής (0,034 kg/s, 0,064 kg/s και 0,116 kg/s). Έγινε δοκιμή χωρίς νανορευστό προκειμένου να εξαχθούν συγκριτικά συμπεράσματα. Στο σχήμα 2.9 φαίνεται η διάταξη του συστήματος:



Σχήμα 2.9 :Διάταξη φωτοβολταϊκού-θερμικού συλλέκτη σε συνδυασμό με δεξαμενή νανορευστών [33]

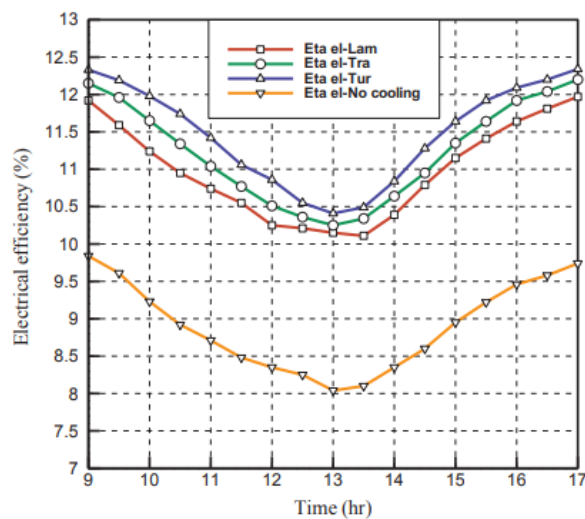
Συγκρίνοντας τις τιμές στα διαγράμματα που προκύπτουν, η καλύτερη εξεργειακή απόδοση εμφανίζεται για την περίπτωση με νανορευστό συγκέντρωσης 4% κ.β σε τυρβώδη ροή, όπως φαίνεται παρακάτω.

Δοκιμή με νανορευστό συγκέντρωση 4% κ.β και χωρίς ψύξη



Σχήμα 2.10 :Εξεργειακές αποδόσεις περιπτώσεων νανορευτών συγκέντρωσης 4% κ.β και χωρίς ψύξη, για διαφορετικές ροές[33]

- Η μπλε καμπύλη συμβολίζει την τυρβώδη ροή
- Η πράσινη την παροδική ροή
- Η κόκκινη τη στρωτή ροή
- Η κίτρινη την περίπτωση χωρίς ψύξη



Σχήμα 2.11 :Ηλεκτρικές αποδόσεις περιπτώσεων νανορευτών συγκέντρωσης 4% κ.β και χωρίς ψύξη, για διαφορετικές ροές [33]

Παρατηρείται αρκετά όμοια συμπεριφορά μεταξύ της ηλεκτρικής και της εξεργειακής απόδοσης του υβριδικού συλλέκτη, γεγονός που προκύπτει απ'το ότι η ηλεκτρική ενέργεια του συστήματος είναι υψηλότερης "ποιότητας" σε σχέση με την θερμική αυτού, οπότε παίζει μεγαλύτερο ρόλο στη συνολική απόδοση του συστήματος.

Για να εξαχθεί επομένως ένα ασφαλές συμπέρασμα για την ολική απόδοση του υβριδικού συλλέκτη, θα πρέπει με κάποιο τρόπο να μετατρέψουμε τη θερμική του απόδοση σε ηλεκτρική. Αυτό επιτυγχάνεται πολλαπλασιάζοντας τη θερμική απόδοση

με 0.38, μια αρκετά καλή προσέγγιση ανάλογα βέβαια το σχεδιασμό του εκάστοτε συστήματος και το βαθμό που αλληλεπιδρά εκείνο με τις εξεργειακές απώλειες.

Όπου

$$\eta_{total} = \eta_{th,el} + \eta_{el} = (0.38 \times \eta_{th}) + \eta_{el} \quad (2.18)$$

η ολική απόδοση του συστήματος [33]

$$\eta_{el} = \frac{[(I_{mp} V_{mp}) - P_{pump}]}{(G N_s N_m A_{module})} \quad (2.19)$$

η ηλεκτρική απόδοση του συστήματος με I_{mp} τη μέγιστη ένταση του ρεύματος που παράγεται απ'το συλλέκτη, V_{mp} τη μέγιστη τάση, P_{pump} την ισχύ που καταναλώνει η αντλία, N_s ο αριθμός συστοιχιών, N_m ο αριθμός των πάνελ και A_{module} το εμβαδόν του κάθε πάνελ.

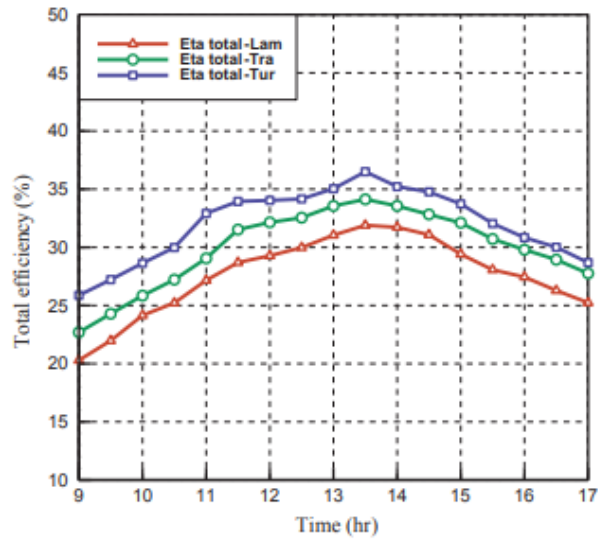
$$\eta_{th} = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A_c I(t)} \quad (2.20)$$

Όπου η_{th} η θερμική απόδοση του συστήματος [33] με \dot{m} την παροχή του προς θέρμανση ρευστού, C_p η ειδική θερμοχωρητικότητα, ΔT η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ ρευστού και συλλέκτη, A_c η επιφάνεια συλλέκτη και $I(t)$ η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας σε συνάρτηση με το χρόνο.

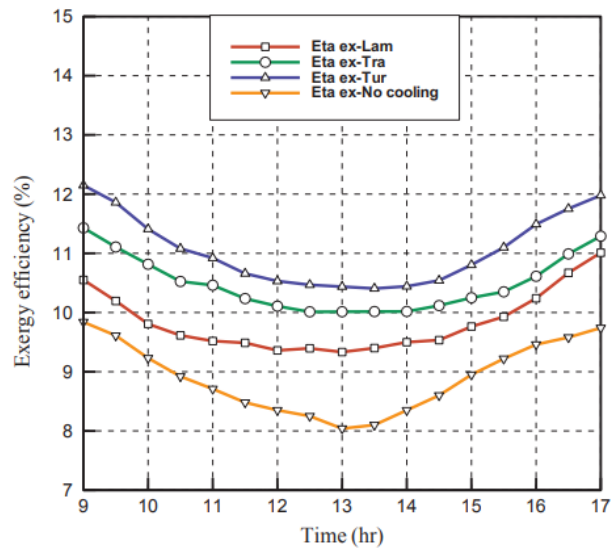
Συγκρίνοντας τη συμπεριφορά της ολικής απόδοσης του συστήματος παρατηρούμε ότι είναι αντίστοιχη με αυτή της ηλεκτρικής και εξεργειακής απόδοσης. Συγκεκριμένα, η ηλεκτρική απόδοση του συλλέκτη φαίνεται να ευνοείται με την αύξηση της "αταξίας" της ροής, επομένως η βέλτιστη είναι η τυρβώδης ροή. Αντίστοιχα η θερμική απόδοση δείχνει να αυξάνεται και με την αύξηση της συγκέντρωσης νανορευστού κ.β, κάτι το οποίο οφείλεται στην ενισχυμένη ικανότητα των νανορευστών για μεταφορά θερμότητας συγκριτικά με το νερό. Η ψύξη με νανορευστό συγκέντρωσης 4% κ.β παρουσίασε τη μεγαλύτερη απόδοση για τυρβώδη ροή, όπου και είχαμε αύξηση της ηλεκτρικής ισχύος κατά 35% σε σχέση με την περίπτωση χωρίς ψύξη. Επίσης βελτίωση εμφάνισε και στην ηλεκτρική απόδοση σε σχέση με την περίπτωση ψύξης με νερό, όπου είχαμε αύξηση της τάξης του 14%. Τέλος, η σύγκριση των εξεργειακών αποδόσεων μεταξύ της περίπτωσης ψύξης με νανορευστό 4% κ.β έδειξε ότι είναι κατά 50% μεγαλύτερη απ'το ενδεχόμενο ψύξης με νερό και 30% μεγαλύτερη απ'την περίπτωση χωρίς ψύξη.

Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα των ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων των συλλέκτων, σε συνάρτηση με το χρόνο:

Α)Ψύξη με νερό

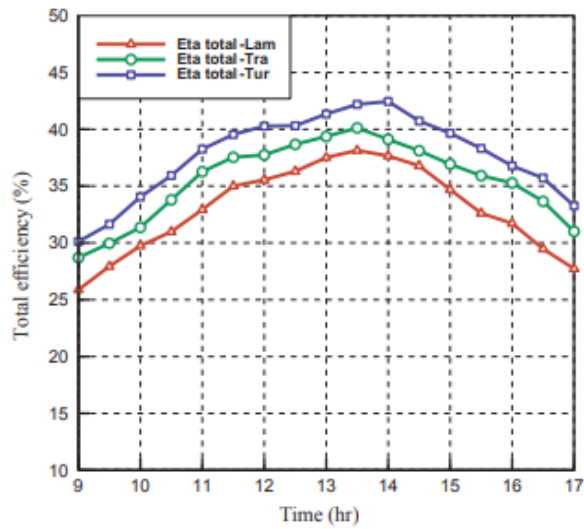


Σχήμα2.12:Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νερό,για διαφορετικές ροές[33]

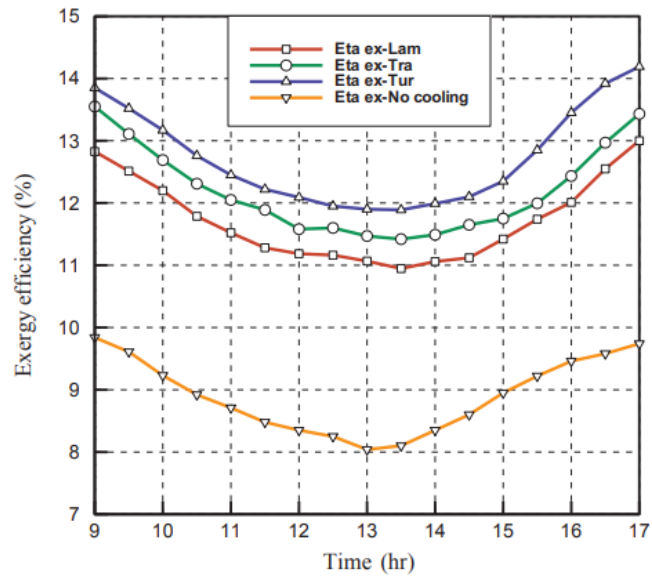


Σχήμα2.13:Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νερό,για διαφορετικές ροές[33]

Β)Ψύξη με νανορευστό 4%

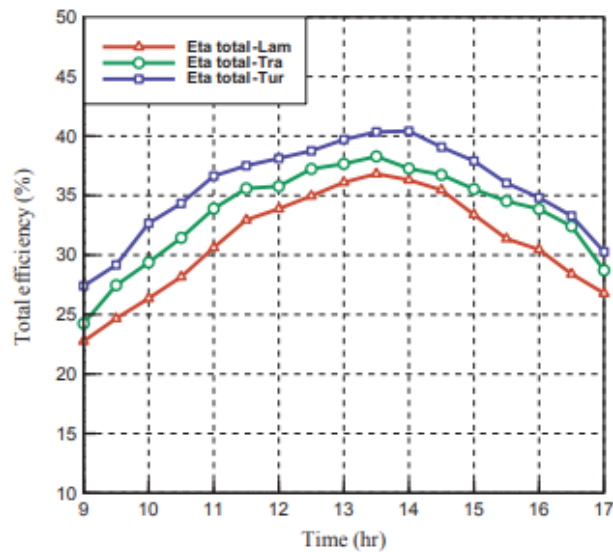


Σχήματα 2.14 :Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νανορευστό συγκέντρωσης 4% κ.β,για διαφορετικές ροές[33]

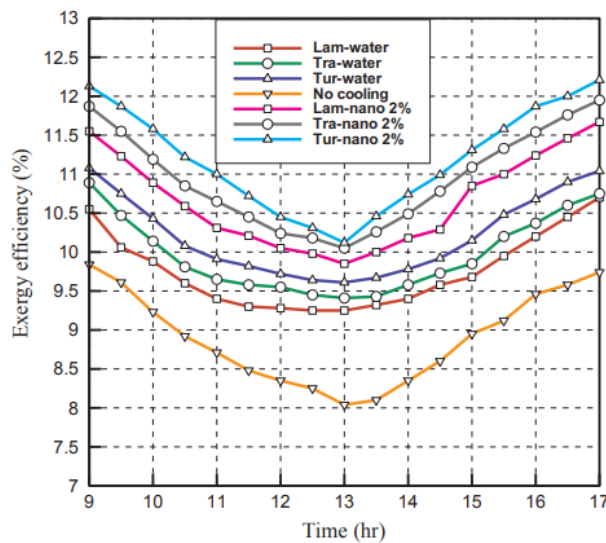


Σχήματα 2.15 :Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νανορευστό συγκέντρωσης 4% κ.β,για διαφορετικές ροές[33]

Γ)Ψύξη με νανορευστό 2%



Σχήματα 2.16 :Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νανορευστό συγκέντρωσης 2% κ.β ,για διαφορετικές ροές[33]



Σχήματα 2.17 :Σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων της περίπτωσης ψύξης με νανορευστό συγκέντρωσης 2% κ.β ,για διαφορετικές ροές[33]

Συμπέρασμα

Συνοψίζοντας, η αύξηση της εξεργειακής απόδοσης του συλλέκτη ευνοείται από τη χρήση νανορευστών σαν ψυκτικό μέσο -σε σχέση με τις άλλες περιπτώσεις- και με όση το δυνατόν μεγαλύτερη συγκέντρωση νανορευστού κ.β. Πρόσθετα η τυρβώδης ροή υπερτερεί εξεργειακά της παροδικής και της στρωτής ροής, σε όλα τα ενδεχόμενα. Επίσης όπως παρατηρείται και στα παραπάνω διαγράμματα τις μεσημεριανές ώρες που μεγιστοποιείται η ολική απόδοση του συστήματος, η εξεργειακή απόδοση μειώνεται. Αυτό συμβαίνει καθώς επηρεάζεται κατά κύριο λόγο απ'τη συμπεριφορά της ηλεκτρικής απόδοσης, όπως είδαμε παραπάνω.

Αντίστοιχα η ολική απόδοση παρουσιάζει ανοδική τάση εκείνες τις ώρες όπως και η θερμική απόδοση, με μικρότερες ωστόσο τιμές, όπως υπολογίστηκε παραπάνω.

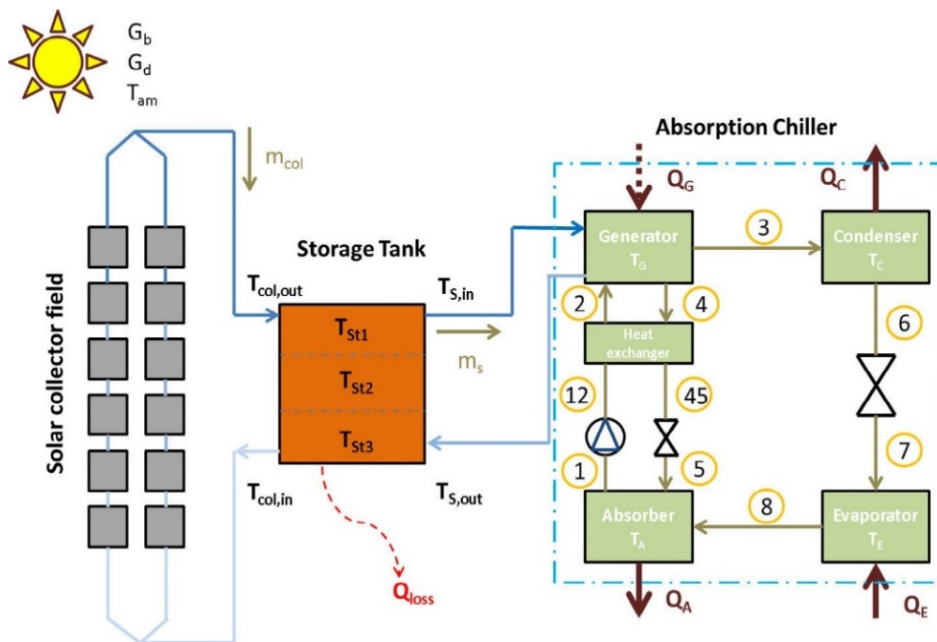
2.4 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΗΣ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΣΤΑ ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ-ΗΛΙΑΚΟΙ ΘΕΡΜΙΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ

2.4.1 Ηλιακή ψύξη-Σύγκριση αποδόσεων και οικονομική ανάλυση διαφόρων ειδών συλλέκτη σε συνδυασμό με ψύκτη απορρόφησης

Η θερμότητα που παράγεται από τον ήλιο μπορεί να χρησιμοποιηθεί, εκτός από την κάλυψη των αναγκών σε θέρμανση, για κάλυψη των αναγκών και σε ψύξη. Ο ήλιος, οποίος αποτελεί την κύρια αιτία για ανάγκη σε ψύξη, είναι δυνατό να μας την προσφέρει, αρκεί βεβαίως να υπάρχουν και οι απαιτούμενες προϋποθέσεις. Τα συστήματα ηλιακής ψύξης, αν και μετρούν μερικές μόνο δεκαετίες και αφορούν κυρίως μεγάλου μεγέθους συστήματα (commercial), όπως κτίρια τραπεζικών οργανισμών, δημόσια κτίρια, γραφεία, εργοστάσια κλπ. Βασίζονται κυρίως στους κύκλους ψύξης απορρόφησης και προσρόφησης. Ειδικά η τεχνολογία που βασίζεται στον κύκλο απορρόφησης, δεν είναι καθόλου καινούργια, αφού την είχαμε πρωτοσυναντήσει πριν από αρκετές δεκαετίες στα ψυγεία υγραερίου, λόγω απουσίας δικτύου ηλεκτροδότησης σε κάποιες περιοχές. Στην προκειμένη περίπτωση, το απορροφητικό μέσο αποτελούσε η αμμωνία, ενώ η θερμότητα προερχόταν από την καύση του υγραερίου.

Αρκετοί μελετητές εξέτασαν τις συνθήκες βελτιστοποίησης των αποδόσεων διατάξεων ψύξης με βάση την ηλιακή ενέργεια. Ο (Μπαλάρας et al,2007) μελέτησε πάνω από 50 τέτοια συστήματα στην Ευρώπη, με τα αποτελέσματα να δείχνουν εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας σε ποσοστό 50 % [17]. Ο (Shukuya et al,1996) [18] ανέλυσαν τη βελτιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης τέτοιων συστημάτων. Ο (Borge et al,2011) μελέτησε τις αποδόσεις αντίστοιχων συστημάτων σε διάφορα κτίρια, όπου και χρησιμοποιήθηκαν πισίνες ως ψύκτρες[19].

Ομάδα μηχανικών του Ε.Μ.Π [20] πραγματοποίησε έρευνα πάνω στο αντικείμενο συγκρίνοντας 4 είδη ηλιακού συλλέκτη (επίπεδος ηλιακός συλλέκτης, ηλιακός συλλέκτης κενού, παραβολικός συλλέκτης, σύνθετος παραβολικός συλλέκτης) σε συνδυασμό με ψύκτη απορρόφησης που λειτουργεί με LiBr-H₂O και δεξαμενή αποθήκευσης του θερμού νερού που εξέρχεται του συλλέκτη. Το ψυκτικό φορτίο ανέρχεται σε 100 kW με θερμοκρασία 10°C, ενώ οι συνθήκες που πραγματοποιήθηκε η έρευνα αφορούν καλοκαίρι στην Αθήνα. Δημιουργήθηκαν 4 προσομοιώσεις, μια για κάθε είδος συλλέκτη, των οποίων τα αποτελέσματα και εξετάστηκαν ως προς τα κριτήρια του εξεργειακού και οικονομικού βέλτιστου. Στο σχήμα 2.9 βλέπουμε τη διάταξη του εκάστοτε συστήματος:

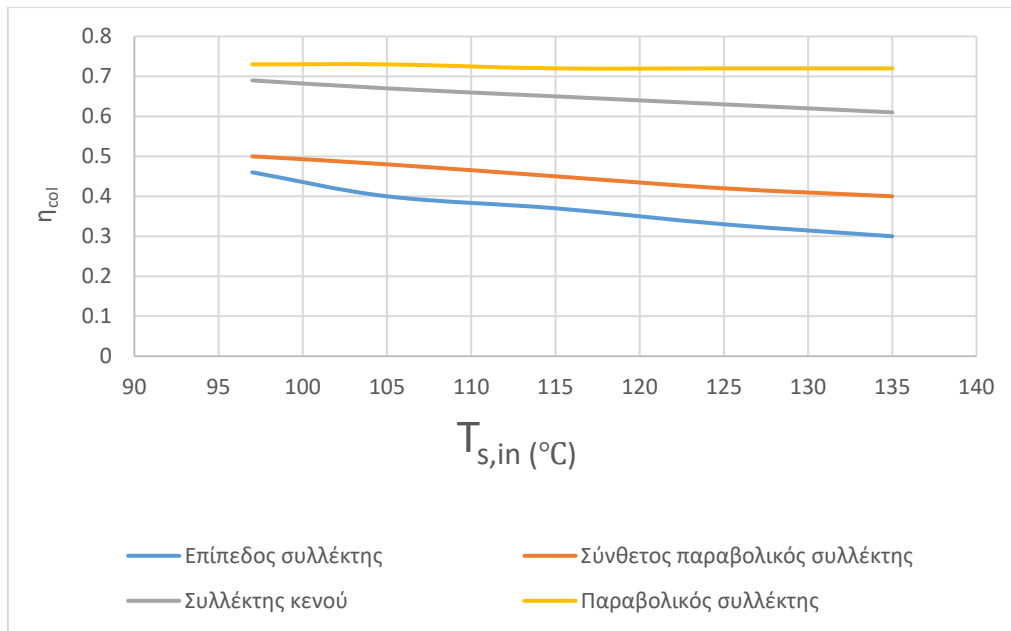


Σχήμα 2.18 : Διάταξη αποτελούμενη από τους ηλιακούς συλλέκτες, τη δεξαμενή αποθήκευσης και τον ψύκτη απορρόφησης [20]

Το εξεργειακό βέλτιστο συμπίπτει με την ελάχιστη δυνατή επιφάνεια του συλλέκτη, όπως φαίνεται και στα παρακάτω διαγράμματα. Η σημαντικότερη παράμετρος του συστήματος, μέσω της βελτιστοποίησης της οποίας γίνεται και αποδοτικότερο, είναι η θερμοκρασία του θερμού νερού που εισέρχεται στον ψύκτη $T_{s,in}$. Όσο αυξάνεται αυτή, αυξάνεται και ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) του ψύκτη αλλά και μειώνεται η θερμική απόδοση του συλλέκτη, η οποία συμβολίζεται ως [20] :

$$\eta_{col} = \frac{Q_u}{Q_{solar}} = \frac{m_{col} (T_{col,out} - T_{col,in})}{A_c G_{eff}} \quad (2.21)$$

Όπου m_{col} είναι η ροή του ρευστού από το συλλέκτη, $T_{col,out}$ και $T_{col,in}$ είναι οι θερμοκρασίες εξόδου και εισόδου του ρευστού αντίστοιχα, A_c είναι η επιφάνεια του συλλέκτη και με G_{eff} συμβολίζεται η ηλιακή ακτινοβολία που απορροφάται από το συλλέκτη. Η μείωση της απόδοσης του συλλέκτη σε συνάρτηση με την αύξηση της θερμοκρασίας $T_{s,in}$ φαίνεται στο σχήμα 2.10, για όλα τα είδη συλλεκτών.



Σχήμα 2.19 :Οι αποδόσεις των εξεταζόμενων συλλεκτών σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία $T_{s,in}$ [20]

Ο συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient of Performance) του ψύκτη υπολογίστηκε απ'τη σχέση 2.22:

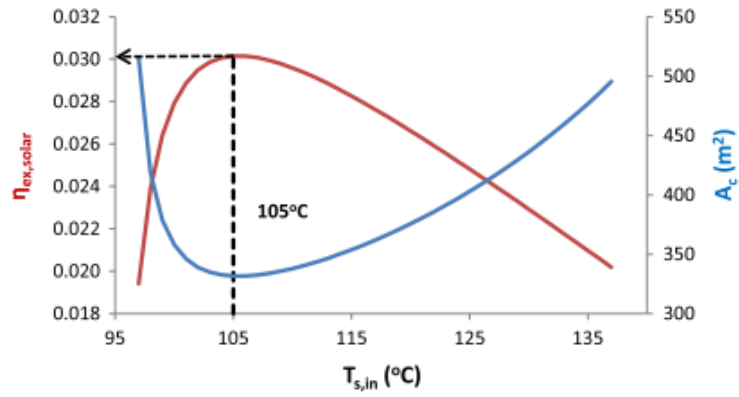
$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{Q_E}{\dot{m}_s c_p (T_{s,in} - T_{s,out})} \quad (2.22)$$

Όπου με Q_E συμβολίζεται η θερμική ενέργεια που προσλαμβάνει ο ατμοποιητής, \dot{m}_s είναι η ροή μάζας του θερμού νερού που εισέρχεται στον ψύκτη και $T_{s,in}$, $T_{s,out}$ οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού απ'τον ψύκτη αντίστοιχα.

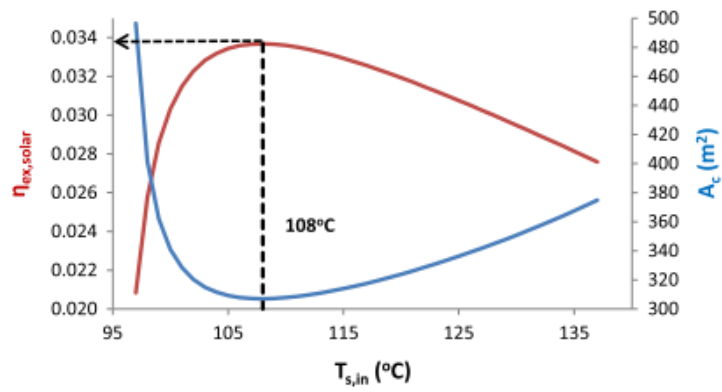
Η θερμοκρασία $T_{s,in}$ επιλέγεται με βάση τα διαγράμματα ηλιακής εξεργειακής απόδοσης-θερμοκρασίας-επιφάνειας συλλέκτη, για κάθε τύπο συλλέκτη ξεχωριστά. Η ηλιακή εξεργειακή απόδοση υπολογίστηκε απ'τη σχέση 2.23:

$$\eta_{ex,solar} = \frac{-Q_E \left(1 - \frac{T_{am}}{T_E}\right)}{E_{solar}} \quad (2.23)$$

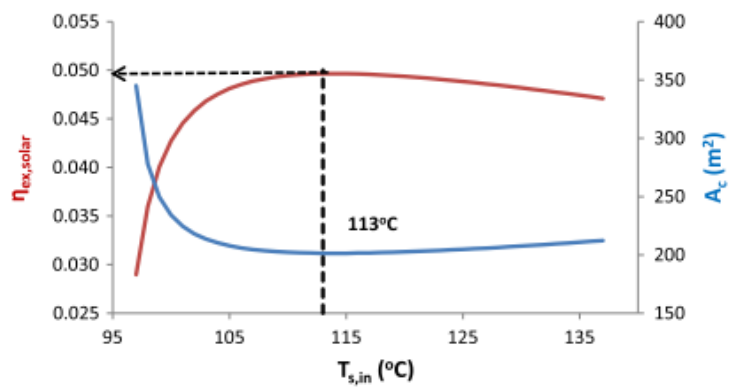
Όπου με T_{am} συμβολίζεται η θερμοκρασία περιβάλλοντος και T_E είναι η θερμοκρασία στον ατμοποιητή.



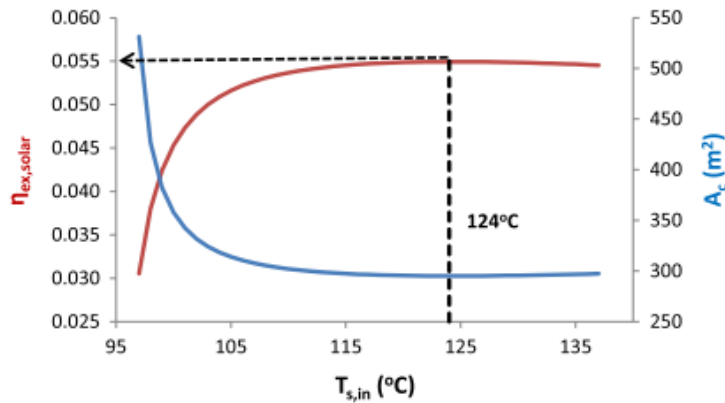
Σχήμα 2.20 :Διάγραμμα εξεργειακής απόδοσης με βάση τη θερμοκρασία $T_{s,in}$ και τη θερμοκρασία στον ατμοποιητή [20]



Σχήμα 2.21 :Διάγραμμα εξεργειακής απόδοσης με βάση τη θερμοκρασία $T_{s,in}$ και τη θερμοκρασία στον ατμοποιητή [20]



Σχήμα 2.22 :Διάγραμμα εξεργειακής απόδοσης με βάση τη θερμοκρασία $T_{s,in}$ και τη θερμοκρασία στον ατμοποιητή [20]



Σχήμα 2.23 :Διάγραμμα εξεργειακής απόδοσης με βάση τη θερμοκρασία $T_{s,in}$ και τη θερμοκρασία στον ατμοποιητή [20]

Καλύτερη εξεργειακή απόδοση εμφανίζει το σύστημα με παραβολικό συλλέκτη με $\eta_{ex,solar} = 5,50\%$ ενώ ακολουθούν αυτά με συλλέκτη κενού, σύνθετο παραβολικό συλλέκτη και επίπεδο ηλιακό συλλέκτη με αποδόσεις 4,97%, 3,37 % και 3,02 % αντίστοιχα. Οι αντίστοιχες βέλτιστες θερμοκρασίες εισόδου του νερού στον ψύκτη καταγράφηκαν ως 124 °C,113°C,108°C,105°C. Εδώ αξίζει να σημειωθεί πως διαφέρουν οι θερμοκρασίες απο προσομοίωση σε προσομοίωση, γιατί προφανώς επηρεάζονται κυρίως απ'την επιμέρους απόδοση του συλλέκτη παρά απ'το υπόλοιπο σύστημα.

Το οικονομικό βέλτιστο πάλι, εξαρτάται από το κόστος του κάθε συλλέκτη και της εκάστοτε δεξαμενής αποθήκευσης, ουσιαστικά δηλαδή από την επιφάνεια του συλλέκτη και τον όγκο της δεξαμενής. Ο όγκος της κάθε δεξαμενής δίνεται προσεγγιστικά απ'τη σχέση $V=A_c/30$. Το κόστος του κάθε συστήματος δίνεται απ'τη σχέση 2.24:

$$K_{system} = C_a A_c + C_v V \quad (2.24)$$

Όπου A_c η συνολική επιφάνεια των συλλεκτών, C_a , C_v τα ειδικά κόστη συλλέκτη και δεξαμενής αντίστοιχα.

Από τη σύγκριση των προσομοιώσεων, προέκυψε ότι το σύστημα με το μικρότερο κόστος κατασκευής είναι αυτό με συλλέκτη κενού, ίσο με 60.000 €. Ακολουθούν τα συστήματα με επίπεδο ηλιακό συλλέκτη, παραβολικό συλλέκτη, σύνθετο παραβολικό συλλέκτη με κόστος 66.000€,78.000€,84.000€ αντίστοιχα. Το συγκεκριμένο σύστημα "κερδίζει" στον τομέα αυτό καθώς χρειάστηκε αρκετά λιγότερα τετραγωνικά μέτρα επιφάνειας συλλέκτη. Αυτό οφείλεται στην ικανότητα του συγκεκριμένου είδους συλλέκτη να εκμεταλλεύεται παραπάνω τη διάχυτη ακτινοβολία, πράγμα που αδυνατεί να κάνει ο καλύτερος ωστόσο εξεργειακά παραβολικός συλλέκτης. Παρακάτω παρατίθεται ο πίνακας της συνολικής σύγκρισης των συστημάτων:

Πίνακας 2.1 : Συγκεντρωτικά στοιχεία σύγκρισης των ανωτέρω συστημάτων [20]

Case	$T_{s,in}$ (C)	A_c (m ²)	V (m ³)	G_{col} (%)	COP (-)	SCOP (-)	Cost (€)	A_c (m ²)
FPC	105	331.7	11.06	42.47	0.7352	0.3098	66,340	3.317
ETC	113	201.4	6.71	65.65	0.7789	0.5137	60,420	2.014
CPC	108	307.0	10.23	46.04	0.7578	0.3461	84,425	3.070

Συμπέρασμα

Συνοψίζοντας, η έρευνα καταλήγει στο ότι βέλτιστη οικονομικά επιλογή αποτελεί το σύστημα με ηλιακό συλλέκτη κενού καθώς έχει μικρότερο κόστος κατασκευής, ενώ εκείνο που παρουσιάζει την καλύτερη εξεργειακή απόδοση είναι το αντίστοιχο με παραβολικό συλλέκτη. Επομένως η επιλογή του συλλέκτη γίνεται ανάλογα με το κριτήριο που θα τεθεί σαν προτεραιότητα, καθώς επίσης παρατηρούμε ότι το εξεργειακό βέλτιστο δεν είναι πάντα το οικονομικότερο.

2.4.2 Αντιπαράδειγμα-Μια εξεργειακή ανάλυση χωρίς χρήσιμα συμπεράσματα

Υπάρχουν ωστόσο μελέτες οι οποίες είτε δεν υποστηρίζουν την αναγκαιότητα της εξεργειακής ανάλυσης είτε δε χρησιμοποιούν κατάλληλα τα αποτελέσματα της. Ενδεικτικά αναφέρουμε μια έρευνα που πραγματοποιήθηκε σε πανεπιστήμιο της Τουρκίας [21] η οποία εξέτασε τη μεταβολή στις ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις ηλιακού συλλέκτη κενού σε συνδυασμό με σωλήνες θερμότητας, για 6 διαφορετικά εργαζόμενα ρευστά τα οποία είναι τα παρακάτω(εξάνιο, πετρελαιοειδές, αιθέρας, χλωροφόρμιο, ακετόνη, μεθανόλη, αιθανόλη). Οι έξι συλλέκτες είχαν τις ίδιες διαστάσεις και ιδιότητες και τα δεδομένα που προέκυψαν αφορούν τρεις διαφορετικές τιμές της ταχύτητας του αέρα (2 m/s, 3 m/s, 4 m/s). Για κάθε εργαζόμενο ρευστό και για τις τρεις τιμές της ταχύτητας του αέρα, μετρήθηκαν οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του αέρα $T_{f,in}$ και $T_{f,out}$, η θερμοκρασία περιβάλλοντος T_a , η προσπίπτουσα ακτινοβολία I , καθώς και υπολογίστηκαν οι ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις για κάθε περίπτωση. Η ενεργειακή απόδοση δίνεται απ'τη σχέση 2.25 [21]:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_{cl}} = \frac{A_c F_r [I(\tau\alpha)_e - U_L (T_{f,in} - T_a)]}{A_{cl}} = F_R(\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{(T_{f,in} - T_a)}{I} \quad (2.25)$$

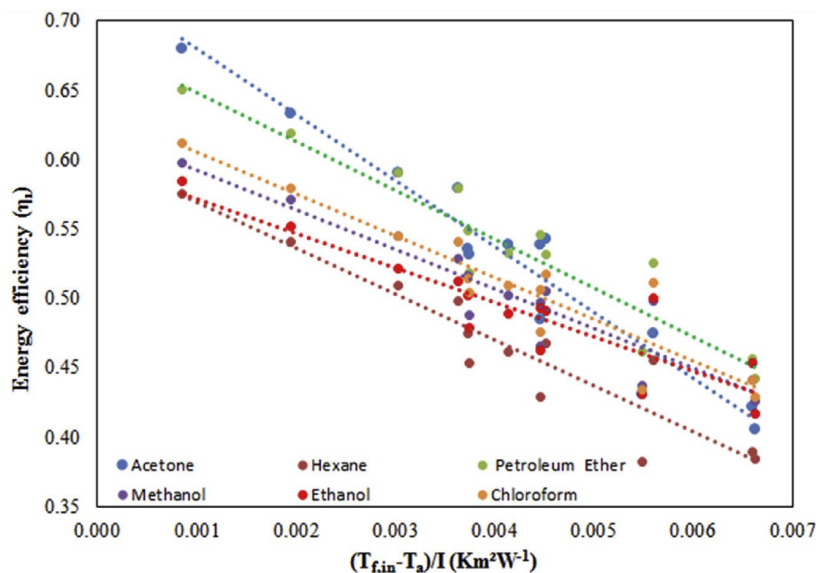
είναι δηλαδή της μορφής $\eta = \eta_0 - F_R U_L$, όπου η_0 είναι η μέγιστη (οπτική) απόδοση που πιάνει ο συλλέκτης και $-F_R U_L$ (συντελεστής θερμικών απωλειών) είναι η κλίση της ευθείας. Επομένως ο λόγος $(T_{f,in} - T_a) / I$ παρουσιάζεται και στα παρακάτω διαγράμματα σαν μεταβλητή.

Η εξεργειακή απόδοση του συλλέκτη δίνεται απ'τη σχέση 2.26 [21]:

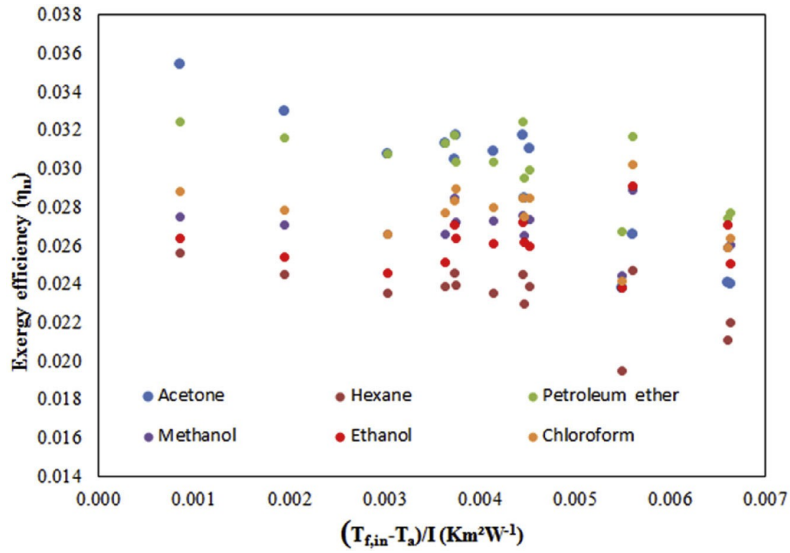
$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_f c_{p,f} [(T_{f,out} - T_{f,in}) - T_0 \ln \frac{T_{f,out}}{T_{f,in}}]}{I A_c (1 - \frac{T_a}{T_{sol}})} \quad (2.26)$$

Όπου με $\dot{m}_f, c_{p,f}$ συμβολίζονται η ροή μάζας του ρευστού και η ειδική του θερμοχωρητικότητα αντίστοιχα. Με $T_{f,out}$, $T_{f,in}$ συμβολίζονται οι θερμοκρασίες εξόδου και εισόδου του ρευστού από το συλλέκτη.

Παρατηρώντας τα διαγράμματα της μελέτης δε βλέπουμε ωστόσο κάποια αξιολογή συνεισφορά της εξεργειακής ανάλυσης σε σχέση με την ενεργειακή καθώς τα εργαζόμενα ρευστά έχουν αντίστοιχη διάταξη, με μικρότερες απλά τιμές όπως αναμενόταν εξεργειακά. Επιπλέον προκύπτει μια ασυνέπεια μεταξύ των αποτελεσμάτων και συμπερασμάτων της έρευνας, στα οποία αναφέρονται ως βέλτιστα ρευστά η ακετόνη και το χλωροφόρμιο, χωρίς καμία τεκμηρίωση. Αντίθετα παρατηρούμε ότι αρχικά στην περίπτωση για $V_f = 2$ m/s, ο πετρελαικός αιθέρας εμφανίζει ισάξιες αποδόσεις με τα δύο παραπάνω ρευστά χωρίς να αναφέρεται.

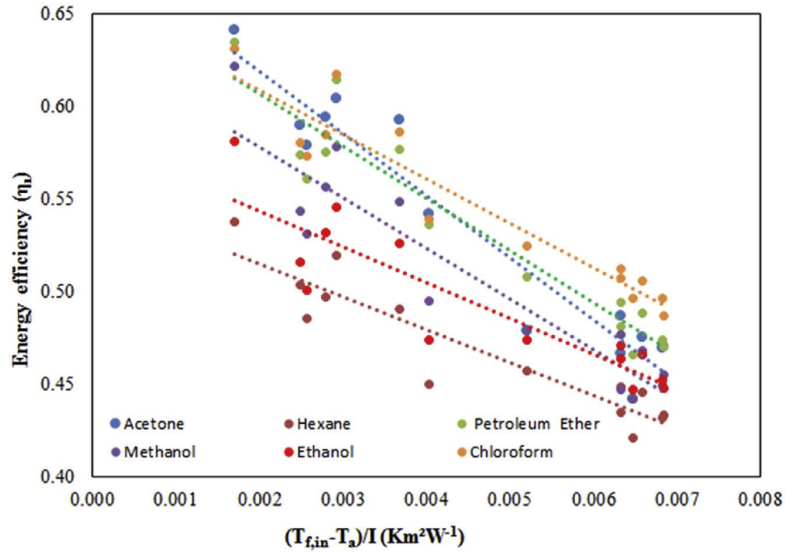


Σχήμα 2.24 : Ενεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά, για $V_f = 2$ m/s [21]

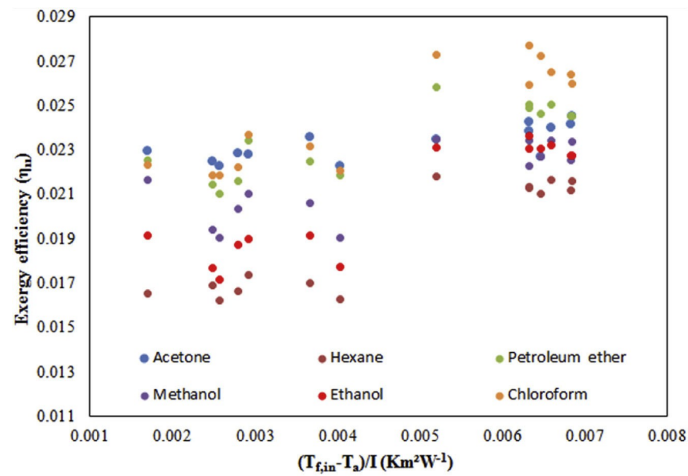


Σχήμα 2.25 : Εξεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά, για $V_f = 2$ m/s [21]

Για $V_f = 3$ m/s

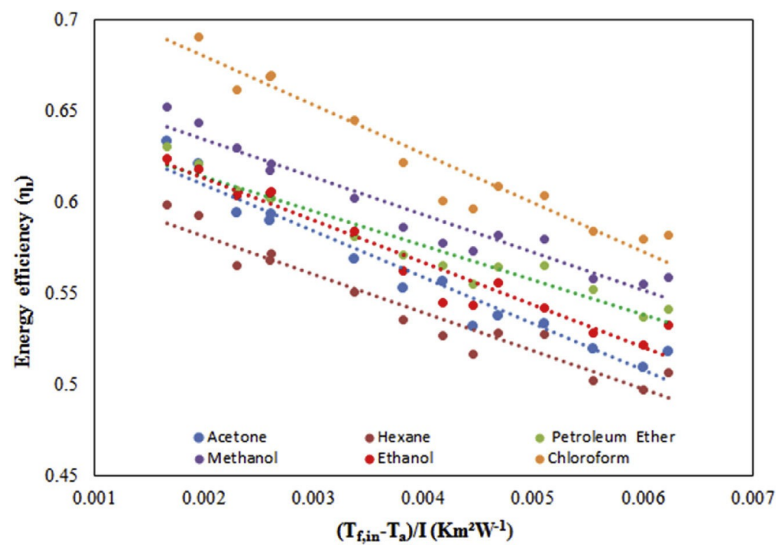


Σχήμα 2.26 : Ενεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά, για $V_f = 3$ m/s [21]

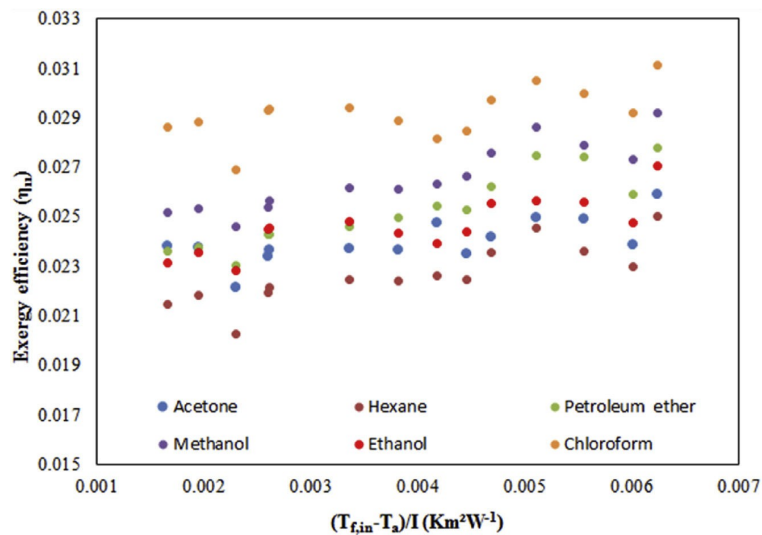


Σχήμα 2.27 : Εξεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά, για $V_f = 3$ m/s [21]

Τέλος, όπως θα δούμε στα παρακάτω διαγράμματα για $V_f = 4 \text{ m/s}$ η ακετόνη όχι μόνο δεν παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση αλλά παρουσιάζει απ'τις χειρότερες, με το εξάνιο μόνο να είναι κάτω από αυτή.



Σχήμα 2.28 : Ενεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά, για $V_f = 4 \text{ m/s}$ [21]



Σχήμα 2.29 : Εξεργειακές αποδόσεις για τα διάφορα εργαζόμενα ρευστά, για $V_f = 4 \text{ m/s}$ [21]

Συμπέρασμα

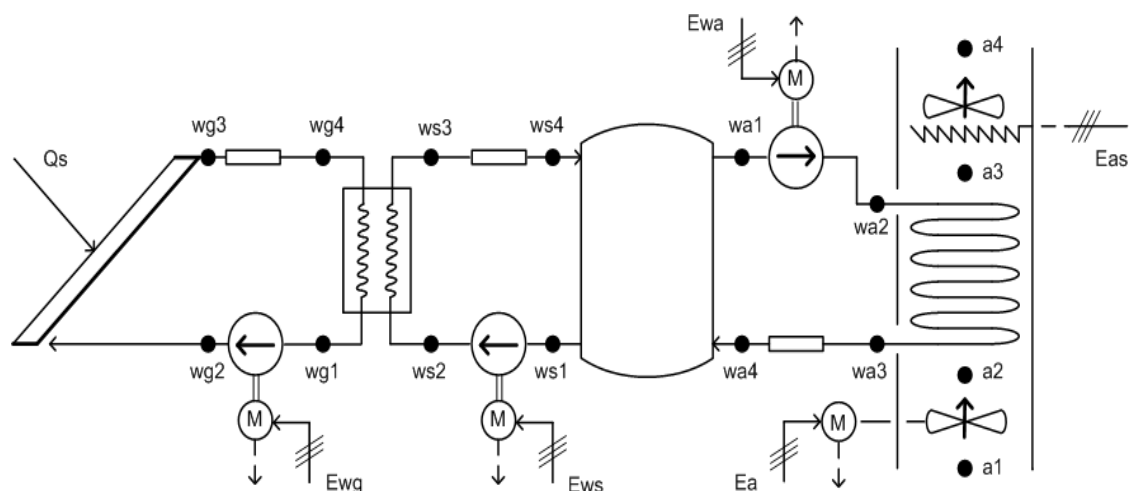
Καταλήγουμε στο ότι η παραπάνω έρευνα αποτελεί ένα αντιπαράδειγμα της χρησιμότητας της εξεργειακής ανάλυσης, καθώς δεν καταλήγει σε χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με τις ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις των ρευστών που εξετάζονται. Αντιθέτως αρκείται απλά στο να παραθέτει τις τιμές των αποδόσεων, χωρίς να επεξηγεί τις διακυμάνσεις στην απόδοση του κάθε ρευστού, αλλά ούτε και τις συνθήκες υπό τις οποίες οι εξεργειακές αποδόσεις του συστήματος μπορούν να μεγιστοποιηθούν.

2.4.3 Εντοπισμός των εξεργειακών απωλειών σ'ένα σύστημα με θερμικό ηλιακό συλλέκτη

Αδιαμφισβήτητα η ηλιακή κρίνεται ως υψηλής ποιότητας ενέργεια, παρόλο που ο καθορισμός της χρήσιμης εξέργειας που προκύπτει απ'την ηλιακή ακτινοβολία χαρακτηρίζεται σαν σχετικά πολύπλοκη διαδικασία[22]. Μια βασική ιδιότητα της εξεργειακής ανάλυσης-η οποία και την κάνει να υπερτερεί της ενεργειακής-είναι ο προσδιορισμός των μη αντιστρεπτών μεταβολών και το που αυτές εντοπίζονται σ'ένα σύστημα, ηλιακό στη συγκεκριμένη περίπτωση. Οι μη αντιστρεπτές μεταβολές έχουν να κάνουν με ποσά εξέργειας τα οποία αποτελούν κλασικές απώλειες εκτός συστήματος (losses), είτε με ποσότητες εξέργειας οι οποίες "καταστρέφονται" εσωτερικά (destruction).

$$\eta_{ex} = \frac{\text{ωφέλιμη εξέργεια}}{\text{εισερχόμενη εξέργεια}} = 1 - \frac{\text{εξεργειακές απώλειες}}{\text{εισερχόμενη εξέργεια}} = 1 - (L + D) / E_{x,in} \quad (2.27)$$

Τα παραπάνω βρίσκουν εφαρμογή σε μια ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση ενός ηλιακού συστήματος για παραγωγή θερμού αέρα, το οποίο βασίστηκε στο σύστημα που σχεδίασαν οι (Beckman και Duffie, 1982)[23]. Αρκετοί ερευνητές ανέδειξαν τη χρησιμότητα της εξεργειακής ανάλυσης μέσω των παραμέτρων που μεγιστοποιούν την εξεργειακή απόδοση, αλλά και αυτών που αυξάνουν τις αντίστοιχες απώλειες. Τέτοιες μελέτες είναι των (Κοτάς et al, 2012) [24]και (Badescu et al, 1991) [25]. Μια τέτοια διάταξη αποτελείται από ηλιακούς συλλέκτες έκτασης 377,1 m², μια δεξαμενή αποθήκευσης του θερμού νερού, δύο εναλλάκτες θερμότητας (ο ένας βρίσκεται στο κύκλωμα συλλεκτών-δεξαμενής και ο άλλος στο κύκλωμα δεξαμενής-ανεμιστήρα), κυκλοφορητές, ανεμιστήρα. Τέλος υπάρχει και το βοηθητικό σύστημα θέρμανσης για τις περιπτώσεις που δεν εργάζονται οι συλλέκτες. Σαν εργαζόμενο μέσο χρησιμοποιείται μια μίξη νερού και γλυκόλης. Σε συνθήκες πλήρους λειτουργίας, η διάταξη παρέχει 1,4 kg/s θερμού αέρα στους 65 °C. Η διάταξη απεικονίζεται παρακάτω :



Σχήμα 2.30 : Διάταξη θερμικού ηλιακού συλλέκτη, δεξαμενής αποθήκευσης, εναλλακτών αέρα-νερού και νερού-αέρα [23]

Στη μελέτη του συστήματος, το νερό και ο αέρας θεωρούνται μέρη του συστήματος αναφοράς οπότε και δεν παρουσιάζουν κάποιο επιπλέον χημικό εξεργειακό περιεχόμενο. Το ίδιο ισχύει και για το εργαζόμενο ρευστό, όπου παρατηρούνται μεταβολές μόνο στη φυσική του εξέργεια.

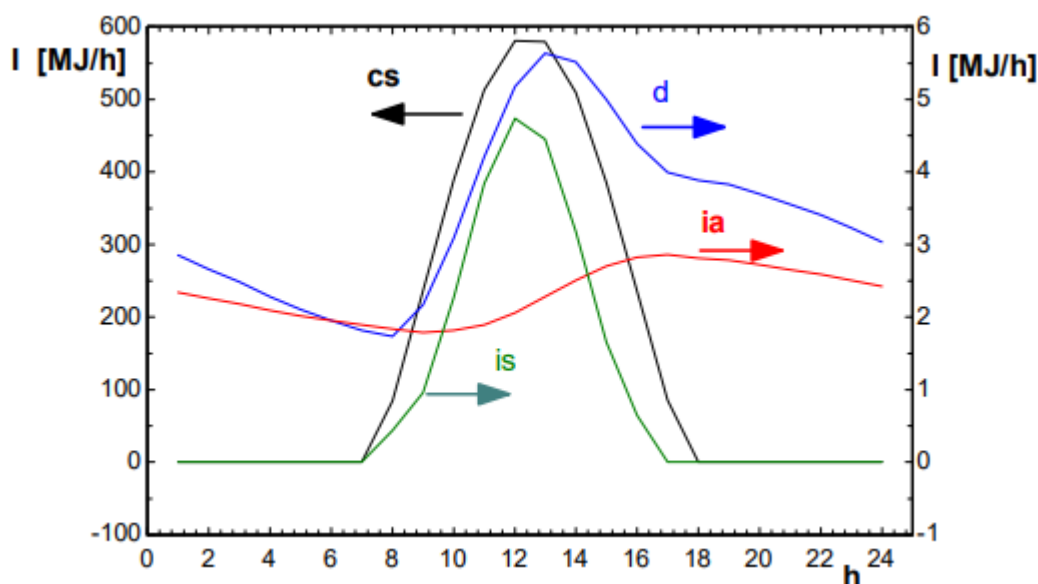
Μελετώντας την ετήσια απόδοση του συστήματος παρατηρούμε ότι η μεγαλύτερη απώλεια εξέργειας προκύπτει στους ηλιακούς συλλέκτες, οι οποίοι παρουσιάζουν ενεργειακή απόδοση 53 % αλλά με την αντίστοιχη εξεργειακή να είναι μόλις 6,5 %. Ένα ακόμα σημείο στο οποίο παρατηρείται μεγάλη διαφορά στις αποδόσεις είναι η δεξαμενή θερμού νερού, με ενεργειακή απόδοση 98% και εξεργειακή μόλις στο 60%. Οι ανωτέρω διαφορές οφείλονται στο ότι η ενεργειακή ανάλυση εστιάζει μόνο στις ενεργειακές απώλειες και δεν υπολογίζει την καταστροφή της εξέργειας λόγω της ανάμιξης ρευστών με διαφορετικές θερμοκρασίες ή λόγω των θερμοβαθμίδων στη μετάδοση θερμότητας. Εδώ να σημειωθεί πως δεν έχει ληφθεί υπόψιν το φαινόμενο της διαστρωμάτωσης του νερού, όπου θα μπορούσε να μειώσει τις εξεργειακές απώλειες της δεξαμενής [26]. Στις αντλίες δε, παρατηρήθηκε λίγο μεγαλύτερη εξεργειακή απόδοση απ'ότι αναμενόταν, καθώς είχαμε αυξημένη θερμική εξέργεια του εργαζόμενου ρευστού λόγω αύξησης της θερμοκρασίας του. Η συνολική ετήσια απόδοση του συστήματος βρέθηκε να είναι ίση με $\eta_{ex} = 52,9\%$ έχοντας μεγάλη διαφορά από την ενεργειακή απόδοση $\eta_{en} = 2,54\%$, λόγω της πολύ μικρής θερμοκρασιακής διαφοράς του παραγόμενου αέρα απ'τον ατμοσφαιρικό.

Εξετάζοντας τις μηνιαίες αποδόσεις του συστήματος, παρατηρήθηκε μεγάλη απόκλιση. Οι ενεργειακές αποδόσεις έπιασαν τις μέγιστες τιμές τους τους χειμερινούς μήνες ενώ οι εξεργειακές τους καλοκαιρινούς, με τις μη αντιστρεπτές μεταβολές να τις ακολουθούν όπως είναι λογικό, λόγω και της αυξημένης παραγωγής θερμικής ενέργειας το διάστημα αυτό. Πιο συγκεκριμένα η ενεργειακή απόδοση των συλλεκτών εμφανίζεται μειωμένη τους καλοκαιρινούς μήνες, καθώς επικρατούν μεγαλύτερες θερμοκρασίες λειτουργίας. Με λίγα λόγια η ποσότητα της θερμικής ενέργειας που κατάφερε να απορροφήσει το σύστημα ήταν αρκετά μικρότερη από αυτή που προσφερόταν απ'το περιβάλλον, μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας, σε αντίθεση με τους χειμερινούς μήνες όπου προσφέρεται μικρότερη ποσότητα και ένα μεγάλο μέρος της απορροφάται. Η ενεργειακή απόδοση του συστήματος είναι αρκετά κοντά με την απόδοση των συλλεκτών, από τη στιγμή που η δεξαμενή αποθήκευσης παρουσιάζει αμελητέες απώλειες ($\eta_d = 98,2\%$). Οι τιμές αυτές καθώς και κάποιες κρίσιμες για τη λειτουργία του συστήματος στον πίνακα 2.II:

Πίνακας 2.II : Συγκεντρωτικά στοιχεία των μηνιαίων αποδόσεων της διάταξης [23]

	Q_d (MJ/d)	Q_s (MJ/d)	Q_c (MJ/d)	Q_l (MJ/d)	E_c (MJ/d)	η_c (%)	η_d (%)	η_{ene} (%)	I_r	η_{ex} (%)	CP (€/MJ)
Jan	7150	3980	2283	40.9	65.5	57.4	98.2	57.6	3784	1,96	0,6349
Feb	6929	5175	2876	51.3	65.5	55.6	98.2	55.6	4880	2,34	0,4113
Mar	6655	6176	3318	59.1	66.9	53.7	98.2	53.6	5797	2,56	0,3409
Apr	6346	6592	3478	61.9	66.9	52.8	98.2	52.6	6177	2,61	0,3138
May	5861	7311	3766	67.0	68.4	51.5	98.2	51.3	6833	2,71	0,2932
Jun	5343	7651	3898	69.5	68.4	50.9	98.2	50.7	7140	2,73	0,2788
Jul	4947	8278	4126	77.4	66.9	49.8	98.1	49.5	7711	2,76	0,2369
Aug	5007	8166	4116	76.6	66.9	50.4	98.2	50.1	7607	2,79	0,2376
Sep	5389	6899	3645	64.8	66.9	52.9	98.2	52.7	6448	2,67	0,294
Oct	6029	5788	3159	56.3	66.9	54.6	98.2	54.5	5438	2,45	0,3795
Nov	6719	4365	2486	44.4	65.5	56.9	98.2	57.1	4136	2,09	0,5446
Dec	7112	3673	2128	31.8	65.5	57.9	98.2	58.3	3501	1,86	0,7254

Για να μελετήσουμε τις αποδόσεις των μερών του συστήματος κατά τη διάρκεια μιας μέρας, επιλέχθηκε ο Ιανουάριος. Η μέγιστη εξεργειακή απόδοση ($\eta_{ex} = 6,2 \%$) των ηλιακών συλλεκτών παρατηρήθηκε στις 13.00 το μεσημέρι, όποτε και είχαμε τη μέγιστη ένταση ηλιακής ακτινοβολίας. Το νούμερο αυτό ωστόσο είναι αρκετά χαμηλό λόγω της καταστροφής μεγάλου μέρους της εξέργειας εξ' αιτίας των θερμοβαθμίδων. Η απόδοση της δεξαμενής αποθήκευσης εμφανίζει μικρή πτώση την ίδια ώρα (από 96 % σε 94 %) η οποία οφείλεται στη μεγαλύτερη "κινητικότητα" που παρουσιάζει το σύστημα άρα και στην απώλεια εξέργειας λόγω ανάμειξης ρευστών διαφορετικής θερμοκρασίας. Οι αντλίες παρουσιάζουν μια σχετικά σταθερή απόδοση $\eta_{ex} = 65\%$. Την ίδια ώρα ο εναλλάκτης θερμότητας των συλλεκτών "ρίχνει" την εξεργειακή του απόδοση απ' το 90% στο 87%, με τις εξεργειακές απώλειες να πιάνουν μέγιστη τιμή. Τέλος, ο εναλλάκτης νερού-αέρα εμφανίζει πιο ομαλή μεταβολή στις εξεργειακές του απώλειες οι οποίες ωστόσο έχουν τη μέγιστη τιμή τους στις 17.00 το απόγευμα όπως φαίνεται στο σχήμα 2.21:



Σχήμα 2.31 : Ωριαίες διακυμάνσεις των επιμέρους εξεργειακών απωλειών[23]

d : δεξαμενή αποθήκευσης

cs : ηλιακοί συλλέκτες

is : εναλλάκτης αέρα-νερού

ia : εναλλάκτης νερού-αέρα

Αυτό συμβαίνει διότι τότε εντοπίζεται το μέγιστο εξεργειακό περιεχόμενο του συστήματος στη διάρκεια της ημέρας, από τη στιγμή που δεν υπάρχει περαιτέρω συνεισφορά της ηλιακής ακτινοβολίας, αλλά έχει συσσωρευτεί θερμική εξέργεια απ' τις μεσημεριανές ώρες.

Συμπέρασμα

Συνοψίζοντας, βλέπουμε ότι για να εξαχθούν ασφαλή συμπεράσματα σχετικά με τις μη αντιστρεπτές μεταβολές και τις εξεργειακές απώλειες ενός συστήματος παραγωγής θερμικής ενέργειας, είναι απαραίτητη η αναλυτική σύγκριση θερμοκρασιών-χρόνου. Αυτό προκύπτει καθώς αν εξετάζαμε το σύστημα με βάση μέσες τιμές θερμοκρασίας (μηνιαίες ή ετήσιες) θα καταλήγαμε σε λανθασμένα συμπεράσματα σχετικά με τη βελτιστοποίηση της απόδοσης του κάθε μέρους της διάταξης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3ο

ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΒΙΟΜΑΖΑΣ

3.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Οι σύγχρονες ανάγκες της παγκόσμιας κοινότητας για καθαρή ενέργεια και μείωση των ρύπων είναι δεδομένες, με τα συστήματα βιομάζας να παίζουν ουσιαστικό ρόλο στην ηλεκτροπαραγωγή και την παραγωγή θερμικής ενέργειας. Από τις ενεργειακές καλλιέργειες (ευκάλυπτος, ζαχαροκάλαμο κ.α), μέχρι τα ζωικά υπολείμματα και τα στερεά αστικά κατάλοιπα, όλα αποτελούν όπλα για ένα πιο πράσινο αύριο. Σε αντίθεση με μονοδιάστατα συστήματα ηλεκτρισμού ή θερμότητας χαμηλών ενεργειακών αποδόσεων, ερευνητές και μηχανικοί προχωρούν στο σχεδιασμό συστημάτων συμπαραγωγής με υψηλότερες αποδόσεις, για την ίδια ποσότητα καύσιμης ύλης. Καμία όμως τεχνολογία δεν προοδεύει χωρίς τις αντίστοιχες βελτιώσεις και διορθώσεις. Βελτιώσεις που είναι ικανή να φέρει η εξεργειακή ανάλυση των συστημάτων αυτών, τόσο στον οικονομικό τομέα όσο και στον περιβαλλοντικό.

Οι θερμοχημικές διαδικασίες με τις οποίες μετατρέπεται η χημική ενέργεια του καυσίμου σε χρήσιμη ηλεκτρική και θερμική ενέργεια είναι τρεις [34].

- Καύση

Θεωρείται η κλασικότερη μέθοδος εκμετάλλευσης της βιομάζας για υλικά όμως με ποσοστό υγρασίας μικρότερο του 50% [35].

- Πυρόλυση

Είναι η θέρμανση της εκάστοτε βιομάζας με την απουσία αέρα ωστόσο, η οποία μετατρέπεται σε βιοέλαιο, χημικά και ξυλάνθρακα.

- Αεριοποίηση

Αποτελεί ίσως την αποδοτικότερη μετατροπή βιομάζας, κατά την οποία μετατρέπεται σε αέριο συνθέσεως μέσω της μερικής οξείδωσης της πρώτης ύλης.

Προηγούμενες μελέτες

Μελέτες που έγιναν πάνω στα συστήματα διαφόρων ειδών βιομάζας[36], έδειξαν τη σχέση της καύσιμης ύλης με την απόδοση της εκάστοτε διάταξης. Ο (Szargut, 2005) [37]κατέληξε στο ότι συστήματα με ξυλώδη βιομάζα μπορούν να φτάσουν έως και 86% μέγιστη εξεργειακή απόδοση. Ο (Karamarkovic et al, 2010) [38] συνέκρινε τις αποδόσεις επεξεργασμένου και μη επεξεργασμένου ξύλου σε διαφορετικές θερμοκρασίες, συμπεραίνοντας ότι και τα δύο εμφανίζουν εξεργειακή απόδοση περίπου 75 %. Οι (Prins και Ptasinski, 2007) [39]κατέληξαν στο ότι ένα σύστημα καύσης πριονιδίου από πεύκο εμφανίζει τη μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας στον εξατμιστή και στο θάλαμο καύσης.

3.2 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ

Τα διάφορα είδη βιομάζας ως προς τη μορφή και τον υπολογισμό της εξεργειακής τους απόδοσης, χωρίζονται σε κατηγορίες.

- Ξυλώδης βιομάζα

Οι (Prins και Ptasinski, 2006) [40] μελέτησε την αεριοποίηση θρυμματισμένου ξύλου, χρησιμοποιώντας σαν εξεργειακό βαθμό απόδοσης τη σχέση 3.1:

$$\eta_{ex} = \epsilon_{product\ gas} + \epsilon_{steam} - \frac{E_{air\ separation} + E_{size\ reduction} + \left(\frac{E_{gasification}}{\eta_{ex\ electricity}}\right)}{\epsilon_{wood}} \quad (3.1)$$

Όπου με η_{ex} συμβολίζεται η ολική απόδοση, $E_{air\ separation}$ είναι η εξέργεια που δαπανάται για το διαχωρισμό του αέρα, $E_{gasification}$ είναι η εξέργεια που δαπανάται κατά την αεριοποίηση.

Οι (Jurascik et al, 2010) [41] μελέτησε την εξεργειακή απόδοση στη μετατροπή ξυλώδους βιομάζας σε συνθετικό φυσικό αέριο, η οποία προκύπτει απ'τη σχέση 3.2:

$$\eta_{ex} = \frac{(E_{sng} + E_{steam,prod} + E_{heat,prod})}{E_{tot,in}} \quad (3.2)$$

Όπου E_{SNG} είναι η εξέργεια του φυσικού αερίου, $E_{steam,prod}$ είναι η εξέργεια του ατμού, $E_{heat,prod}$ η χρήσιμη θερμική εξέργεια

Η αντίστοιχη μετατροπή με την έμμεση αεριοποίηση υπολογίστηκε από τους (Szargut και Rivero, 2006)[42] απ'την παρακάτω σχέση:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{sng} + \sum E_{stream}}{\sum_{in} E_i + \sum_{in} E_j + \sum_{in} E_k} \quad (3.3)$$

Όπου με E_{SNG} είναι η εξέργεια του φυσικού αερίου, E_j^Q συμβολίζεται η εξέργεια που προσδίδεται με τη μορφή θερμότητας και E_k^W η εξέργεια που προσδίδεται με τη μορφή έργου.

Ο Szargut επίσης συνέκρινε τις εξεργειακές αποδόσεις στην αεριοποίηση κατεργασμένου και μη κατεργασμένου ξύλου, οι οποίες περιγράφονται απ'τις σχέσεις παρακάτω:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{ch,gas} + E_{ph,gas}}{E_{ch,biomass}} \quad (3.4)$$

Όπου με $\epsilon_{ch,gas}$ συμβολίζεται η χημική εξέργεια του αερίου, $\epsilon_{ph,gas}$ η φυσική εξέργεια του αερίου και $\epsilon_{ch,biomass}$ η εξέργεια της βιομάζας

Η ολική χημική εξέργεια υπολογίζεται απ'τη σχέση 3.5 [42] :

$$E_{ch,total} = Z_{org} (\beta LHV_{Org}) + Z_s (E_{ch,s} - C_s) + Z_{water} E_{ch,water} + Z_{ash} E_{ch,ash} \quad (3.5)$$

Όπου με β συμβολίζεται ο λόγος της χημικής εξέργειας που αποδίδεται απ'τα βιοκαύσιμα, προς την κατώτερη θερμογόνο δύναμη αυτών, Z_{water} είναι ο συντελεστής του νερού, Z_{ash} είναι ο συντελεστής της στάχτης.

$$\beta_{LHV} = \frac{1,044 + 0,016 \left(\frac{Z_h}{Z_c}\right) - 0,3493 \left(\frac{Z_o}{Z_c}\right) \left[1 + 0,0531 \left(\frac{Z_h}{Z_c}\right) + 0,0493 \left(\frac{Z_n}{Z_c}\right) \right]}{1 - 0,4124 \left(\frac{Z_o}{Z_c}\right)} \quad (3.6)$$

Όπου Z_h, Z_c, Z_o, Z_n είναι οι αντίστοιχοι συντελεστές [42].



Σχήμα 3.1 : Ξυλώδης βιομάζα [43]

- Γεωργική και βοτανώδης βιομάζα

Η παραγωγή βιοελαίου από τη ρίζα γογγυλιού, μελετήθηκε από τους (Kalinci et al, 2009) [44] όπου η χημική εξέργεια αυτού προέκυψε απ'τη σχέση 3.7:

$$E_{ch} = \beta(C + L_w Z_w) + E_{chw} Z_w \quad (3.7)$$

Όπου L_w είναι η ενθαλπία της αλλαγής φάσης του νερού, C είναι η καθαρή θερμιδική αξία και E_{chw} είναι η χημική εξέργεια του νερού.

Ο παράγοντας β υπολογίστηκε όπως παρακάτω:

$$\beta_{LHV} = \frac{1,041 + 0,216 \left(\frac{Z_{H2}}{Z_c}\right) - 0,25 \left(\frac{Z_{O2}}{Z_c}\right) \left[1 + 0,788 \left(\frac{Z_{H2}}{Z_c}\right) + 0,045 \left(\frac{Z_{H2}}{Z_c}\right) \right]}{1 - 0,304 \left(\frac{Z_{O2}}{Z_c}\right)} \quad (3.8)$$

Όπου Z_{H2}, Z_c, Z_{O2} είναι οι αντίστοιχοι συντελεστές [44].

Οι (Benjumea et al, 2008) [45] αξιολόγησε στην περίπτωση της καύσης σε κινητήρα ντίζελ την τροφοδοσία με φοινικέλαιο, υπολογίζοντας την εξεργειακή καταστροφή απ'τη σχέση:

$$\delta \epsilon_d = - \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q_w - (P - P_0) dv - m_{cyl} de_{cyl} + e_f^{ch} dm_f \quad (3.9)$$

Όπου η χημική εξέργεια του βιοκαυσίμου e_f^{ch} σχετίζεται με τη σύνθεση του και την κατώτερη θερμογόνο δύναμη, m_f είναι η μάζα του βιοκαυσίμου, P είναι η πίεση στον κινητήρα.

Ο (Yang et al, 2009) [46] με τη σειρά του μελέτησε την εξεργειακή κατανάλωση κατά την παραγωγή βιοαιθανόλης από καλαμπόκι, η οποία προκύπτει από τη σχέση 3.10:

$$CHE_x = CE_xC - E_{xp} \quad (3.10)$$

Με CE_xC συμβολίζεται η συνολική κατανάλωση εξέργειας, ενώ CHE_x είναι η κατά απόλυτη τιμή κατανάλωση εξέργειας, η οποία προκύπτει αφού αφαιρεθεί από τη συνολική κατανάλωση η χημική εξέργεια του βιοκαυσίμου E_{xp}

- Υδρόβια βιομάζα

Η παραγωγή βιοντίζελ από την επεξεργασία φυκιών, ερευνήθηκε από τον (Sorguven,2010) [47], υπολογίζοντας τη χημική εξέργεια του βιοκαυσίμου απ'τη σχέση 3.11:

$$e^{ch} = LHV \left(1,04224 + 0,011925 \frac{y}{z} - \frac{0,042}{z}\right) \quad (3.11)$$

όπου y, z ο αντίστοιχος αριθμός ατόμων C_zH_y

- Βιομηχανική βιομάζα

Ο (Sues et al,2010) [48] ασχολήθηκε με την εξεργειακή απόδοση διαφόρων βιοαποβλήτων και την υπολόγισε όπως φαίνεται παρακάτω:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{biofuels} + W_{out} + E_{surplus stream}}{E_{biomass} + E_{utilities} + W_{in} E_{in}} \quad (3.12)$$

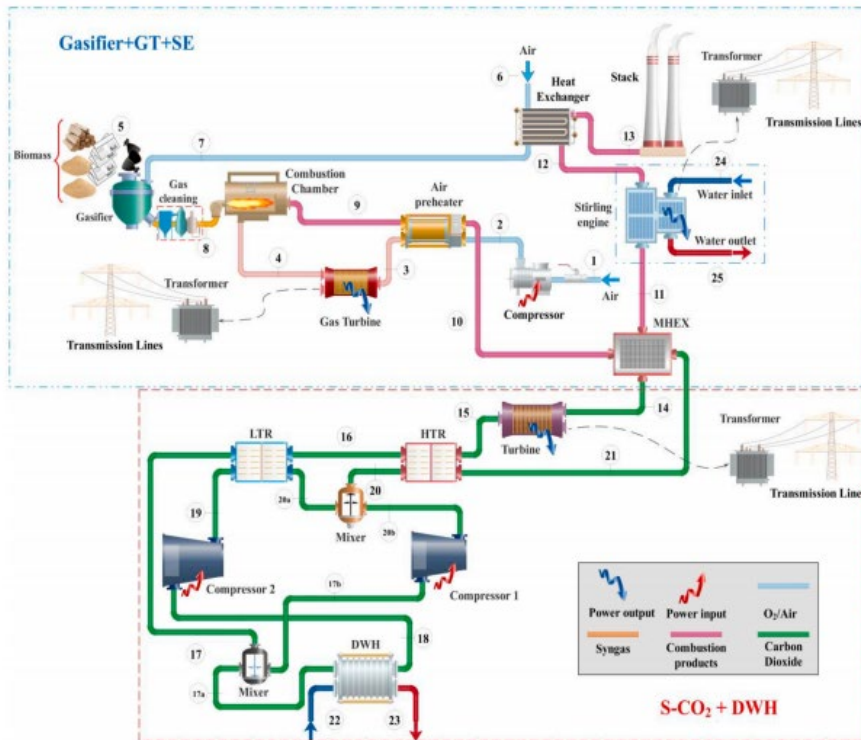
Όπου με $E_{surplus stream}$ συμβολίζεται η εξέργεια της πλεονάζουσας ροής, $E_{utilities}$ είναι η εξέργεια των βοηθητικών συστημάτων, $E_{biofuels}$ είναι η παραγόμενη εξέργεια των βιοκαυσίμων, W_{out} είναι η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς.

3.3 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΗΣ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΣΕ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΜΕ ΒΙΟΜΑΖΑ

3.3.1 Μελέτη της εξεργειακής ανάλυσης σε ένα σύστημα συμπαραγωγής με βάση τη βιομάζα σε συνδυασμό με μηχανή Stirling

Αρκετοί ερευνητές μελέτησαν τις ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις συστημάτων βιομάζας με συμπαραγωγή, με σκοπό τη βελτιστοποίηση τους. Ο (Hamrang et al, 2020) [49] υπολόγισε τις αποδόσεις ενός συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και νερού που λειτουργήσει με αεριοποίηση. Ο (Roy et al, 2019) [50] υπολόγισε τις μέγιστες αποδόσεις ενός συστήματος βιομάζας- συμπαραγωγής με αεριοποίηση-πραγματοποιώντας πρόσθετα και εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση. Ο (Nami et al, 2017) [51] αντίστοιχα πραγματοποίησε εξεργοοικονομική και εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση σε ένα σύστημα συμπαραγωγής. Ο (Gholamian et al, 2016) [52] υπολόγισε τις εξεργειακές απώλειες σε ένα σύστημα συμπαραγωγής, καταλήγοντας πως οι περισσότερες εμφανίζονται στον θάλαμο καύσης και στον αεριοποίητη.

Μια ακόμα ενδιαφέρουσα εφαρμογή της εξεργειακής ανάλυσης [53] σε ένα σύστημα συμπαραγωγής με βάση τη βιομάζα είναι η παρακάτω, η οποία αποτελείται από δύο κύκλους. Ο πρώτος κύκλος αποτελείται από έναν αεριοστρόβιλο για ηλεκτροπαραγωγή, σε συνδυασμό με έναν αεριοποιητή ο οποίος και μετατρέπει τις πρώτες ύλες σε αέρια μορφή, καθώς και από μια μηχανή εξωτερικής καύσης Stirling. Ο δεύτερος είναι ένας υπερκρίσιμος κύκλος CO₂ σε συνδυασμό με έναν οικιακό θερμοσίφωνα για την παραγωγή θερμού νερού. Σαν πρώτες ύλες χρησιμοποιήθηκαν ξύλο, χαρτί, φλοιός ρυζιού καθώς και αστικά στερεά απόβλητα. Ακολουθεί η αναφερθείσα διάταξη:



Σχήμα 3.2 : Λιάταξη κύκλων αεριοστροβίλου,αεριοποιητή και μηχανής εξωτερικής καύσης Stirling ,σε συνδυασμό με υπερκρίσιμο κύκλο CO₂ [53]

Συγκεκριμένα για το ανωτέρω σύστημα υπολογίστηκαν οι εξεργειακές αποδόσεις σχετικά και με τη χρήση ή μη της μηχανής Stirling, καθώς και το πόσο αυτές επηρεάζονται απ'τη μεταβολή των τιμών κάποιων παραμέτρων του συστήματος,για όλες τις πρώτες ύλες βιομάζας. Η βελτιστοποίηση λοιπόν του συστήματος έγκειται στις βέλτιστες τιμές των παρακάτω μεταβλητών. Αρχικά για το λόγο πίεσης αέρα του συμπιεστή, παρατηρούμε καλύτερη απόδοση όταν το σύστημα λειτουργεί με τη μηχανή Stirling, ενώ την καλύτερη εξεργειακή απόδοση εμφανίζουν τα στερεά αστικά απόβλητα σαν πρώτη ύλη βιομάζας. Παρατηρείται ότι οι καλύτερες εξεργειακές αποδόσεις εμφανίζονται στις μικρότερες τιμές της παραμέτρου αυτής.

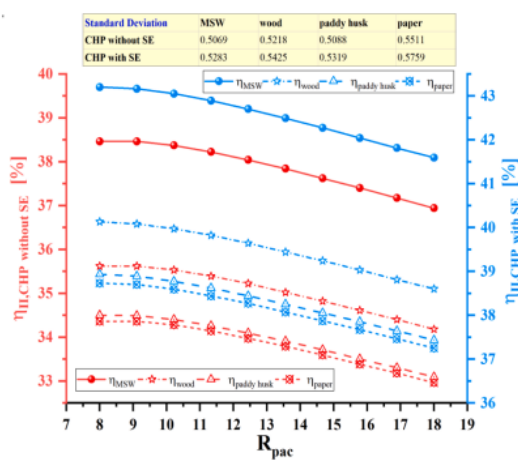
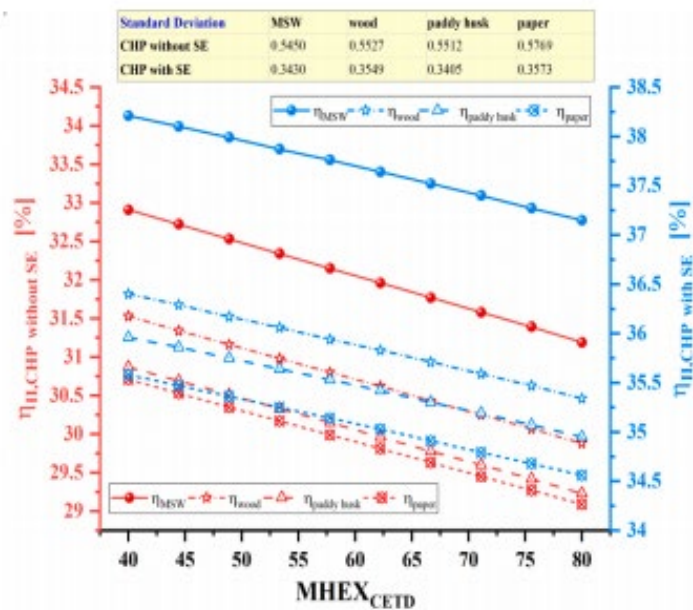


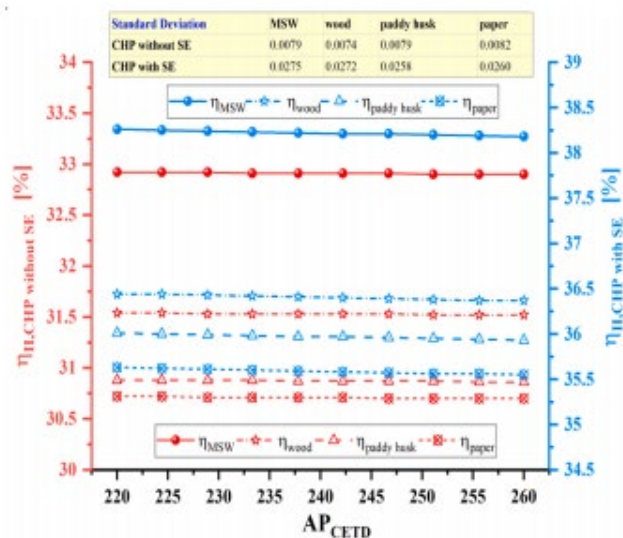
Fig. 3. The effect of air compressor pressure ratio on the exergy efficiency.

Σχήμα 3.3 : Σύγκριση εξεργειακών αποδόσεων για τις περιπτώσεις με και χωρίς τη μηχανή Stirling, σε σχέση με το λόγο πίεσης του αέρα στο συμπιεστή [53]

Ως προς την παράμετρο της διαφοράς θερμοκρασίας ψυχρού άκρου του κύριου εναλλάκτη, το σύστημα εμφανίζει καλύτερη εξεργειακή απόδοση στην περίπτωση της λειτουργίας με μηχανή Stirling και για τα στερεά απόβλητα, καθώς στην αύξηση θερμοκρασίας του άκρου κατά 40°C χωρίς τη μηχανή Stirling είχαμε τη μεγαλύτερη μείωση της απόδοσης ίση με 5,27%. Για την αντίστοιχη παράμετρο του προθερμαντήρα, εμφανίστηκαν σταθερές αποδόσεις κατά την αύξηση του, με τα στερεά απόβλητα και την περίπτωση της χρησιμοποίησης της μηχανής να εμφανίζουν ξανά την καλύτερη απόδοση.



Σχήματα 3.4 : Εξεργειακές αποδόσεις στις περιπτώσεις με τη χρήση και χωρίς τη χρήση της μηχανής Stirling, ως προς τη διαφορά θερμοκρασίας ψυχρού άκρου του κύριου εναλλάκτη [53]



Σχήματα 3.5 : Εξεργειακές αποδόσεις στις περιπτώσεις με τη χρήση και χωρίς τη χρήση της μηχανής Stirling, ως προς τη διαφορά θερμοκρασίας ψυχρού άκρου του αέρα του προθερμαντήρα [53]

Αντίστοιχα δεδομένα συναντάμε στην παράμετρο του λόγου αέρα του συμπιεστή του υπερκρίσιμου κύκλου CO₂, με την απόδοση του συστήματος να πιάνει μέγιστη τιμή για R_{pcs} ~ 4,2. Ως προς το λόγο ζ, δηλαδή την ελάχιστη προς τη μέγιστη θερμοκρασία της μηχανής stirling, παρατηρούμε πτώση της εξεργειακής απόδοσης του συστήματος όσο αυξάνεται. Αυτό συμβαίνει για όλες τις εξεταζόμενες βιομάζες, με βέλτιστη περίπτωση να εμφανίζεται σταθερά αυτή των στερεών αποβλήτων. Διαπιστώθηκε ότι υπάρχει σύνδεση μεταξύ του πολυτροπικού βαθμού απόδοσης της μηχανής και της ηλεκτροπαραγωγής από αυτήν[53].

$$\eta_{pcy} = \frac{(1-RV^{1-\gamma})-\zeta(RV^{1-\gamma}-1)}{(1-RV^{1-\gamma})+(1-\zeta)(1-e_{se})} \quad (3.13)$$

Όπου RV είναι ο λόγος συμπίεσης του εμβόλου της μηχανής stirling, γ είναι μια σταθερά ίση με 1,667 και e_{se} είναι η απόδοση του θερμαντήρα στη μηχανή.

Η ωφέλιμη ισχύς που αποδίδει η μηχανή ισούται με [53]

$$W_{se} = \eta_{pcy} (Q_{high} - Q_{loss}) \quad (3.14)$$

ενώ η αντίστοιχη που αποδίδεται απ'τον κύκλο του αεριοστρόβιλου ισούται με

$$W_{net,GT} = W_{SE} + W_{GT} + W_{AC} \quad (3.15)$$

όπου W_{GT} η ισχύς του αεριοστρόβιλου και W_{AC} η ισχύς του συμπιεστή. Η εξεργειακή απόδοση του συστήματος προκύπτει απ'τη σχέση 3.16 [53]:

$$\eta_{II} = \frac{W_{net,gt} + W_{net,s-CO_2} + [\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}]}{\dot{E}_{in}} \quad (3.16)$$

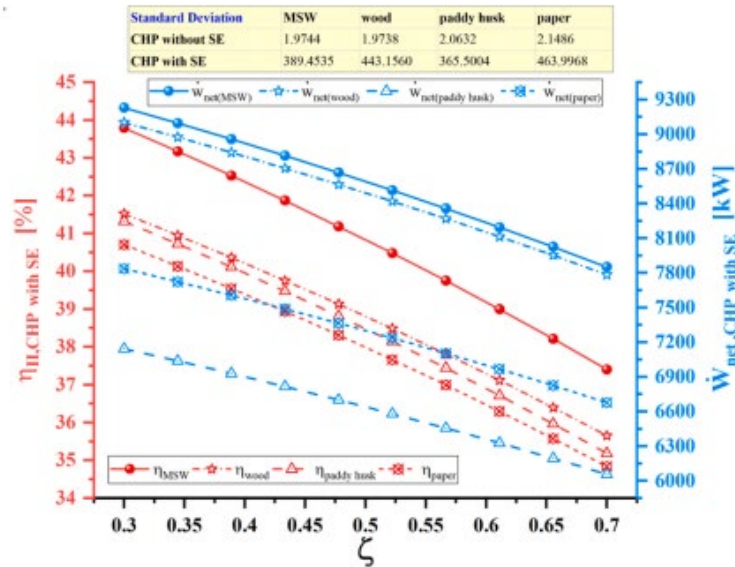
Όπου W_{net,s-CO₂} είναι η ισχύς του υπερκρίσιμου κύκλου διοξειδίου, \dot{E}_{23} είναι η εξέργεια που έχει αποδοθεί απ'το σύστημα στο ρευστό που εξέρχεται του οικιακού θερμοσίφωνα, \dot{E}_{22} είναι η εξέργεια που είχε ήδη το ρευστό πριν περάσει απ'το θερμοσίφωνα. Τέλος, η ροή εξέργειας που εισέρχεται του συστήματος είναι ίση με [53]

$$\dot{E}_{in} = e^{ch}_{biomass} + w e^{ch}_{water} + 4,76 m e^{ch}_{air} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{24} \quad (3.17)$$

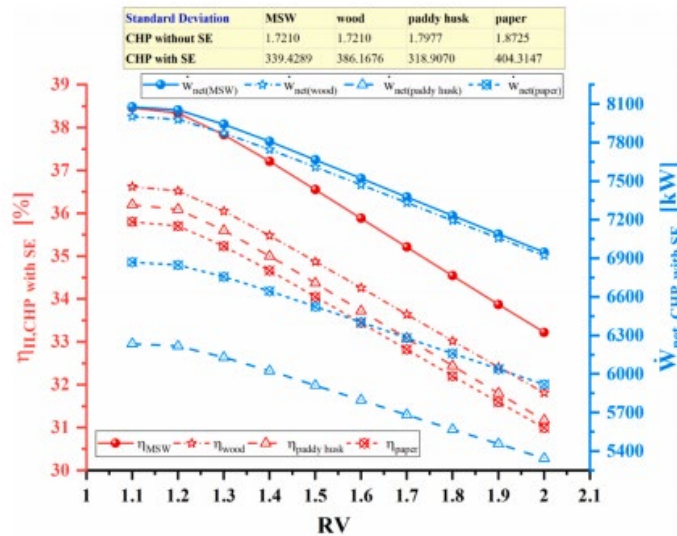
Όπου με τον όρο e^{ch} συμβολίζεται η χημική εξέργεια της εκάστοτε βιομάζας, του νερού και του αέρα αντίστοιχα, ενώ \dot{E}_{24} είναι η εξέργεια του ρευστού που εισέρχεται στη μηχανή stirling, m είναι η μάζα του αέρα.

Προκύπτει επομένως απ'τις παραπάνω σχέσεις η μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης όσο αυξάνεται η παράμετρος ζ. Αντίστοιχα δεδομένα μας δίνει η

αύξηση του λόγου RV, με την εξεργειακή απόδοση του συστήματος να μειώνεται και τα στερεά αστικά απόβλητα να εμφανίζουν ξανά τις καλύτερες αποδόσεις.



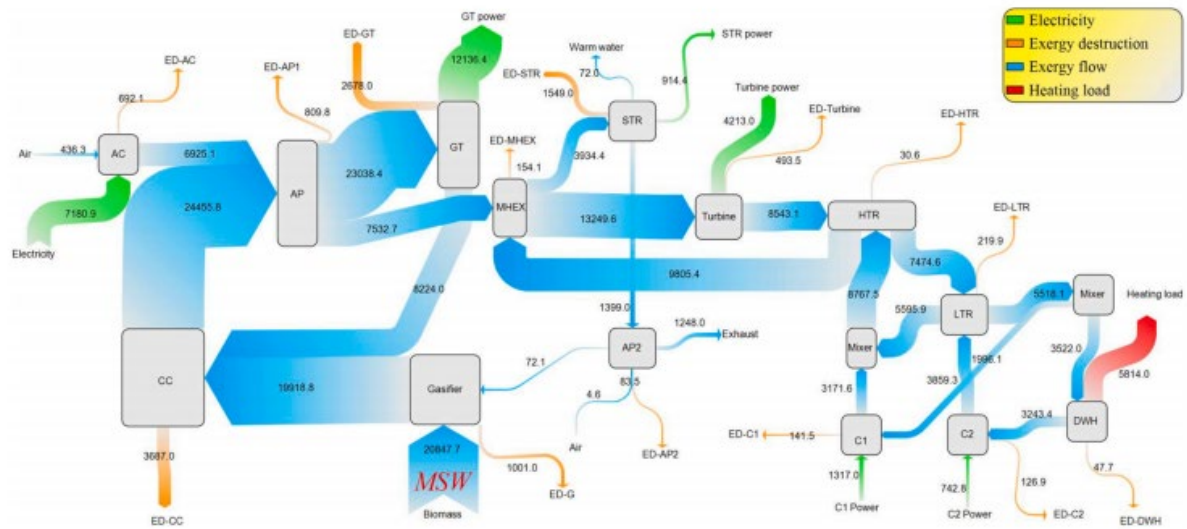
Σχήμα 3.6 :Εξεργειακές αποδόσεις στις περιπτώσεις με τη χρήση και χωρίς τη χρήση της μηχανής Stirling,ως προς την παράμετρο ζ [53]



Σχήμα 3.7 :Εξεργειακές αποδόσεις στις περιπτώσεις με τη χρήση και χωρίς τη χρήση της μηχανής Stirling,ως προς το λόγο RV[53]

Τα στερεά αστικά απόβλητα εμφανίζουν και τη μεγαλύτερη ωφέλιμη ισχύ ίση με 7108,7 kW, με το ξύλο να ακολουθεί με 7078 kW, το χαρτί με 6058 kW και το φλοιό ρυζιού με 5472 kW. Μελετώντας τα σημεία του συστήματος που εμφανίζουν τη μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας για την εκάστοτε βιομάζα, παρατηρούμε ότι αυτή οφείλεται κυρίως στην ανάμιξη και χημική αντίδραση των διαφόρων αερίων καθώς και στις υψηλές θερμοκρασίες που επικρατούν. Πρώτος σε εξεργειακή καταστροφή έρχεται ο θάλαμος καύσης, ενώ ακολουθεί ο αεριοστρόβιλος. Για τα σημεία αυτά, τα στερεά αστικά απόβλητα παρουσιάζουν τις μεγαλύτερες απώλειες με 4397 kW και 2678 kW αντίστοιχα. Ακολουθεί το χαρτί με 3174 kW και 2297 kW, ο φλοιός ρυζιού

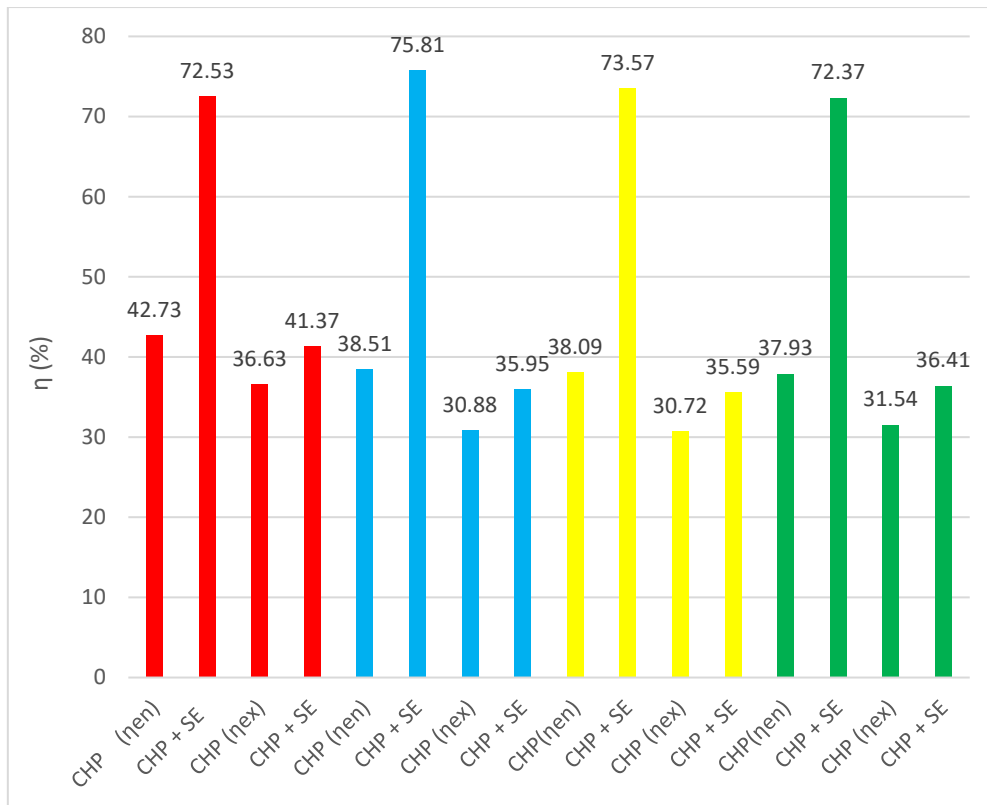
με 3559 kW και 2040 kW αντίστοιχα και το ξύλο με 3236 kW και 2715 kW. Ακολουθεί ενδεικτικά το διάγραμμα Sankey με τις διαδρομές της εξέργειας στο σύστημα, για την περίπτωση των αστικών αποβλήτων.



Σχήμα 3.8 : Διάγραμμα Sankey για την περίπτωση των αστικών αποβλήτων [53]

Στο σχήμα 3.8 παρατηρούμε τις πορτοκαλί γραμμές που δηλώνουν καταστροφή εξέργειας, ειδικά στο θάλαμο καύσης και στον αεριοστρόβιλο. Παράλληλα όμως βλέπουμε και την κόκκινη γραμμή που δηλώνει παραγωγή ωφέλιμης ισχύος στο θερμοσίφωνα.

Αναφορικά με τη σύγκριση του συστήματος συμπαραγωγής σε συνδυασμό με τη μηχανή stirling και χωρίς αυτή, στο σχήμα 3.9 φαίνονται οι τιμές που προέκυψαν . Συγκεκριμένα με τη χρήση της μηχανής στην περίπτωση των αστικών αποβλήτων, η εξεργειακή απόδοση βελτιώθηκε κατά 6,91 %. Το νούμερο αυτό είναι μικρότερο σε σχέση με των υπολοίπων βιομαζών για το λόγο ότι το σύστημα εμφάνιζε υψηλή εξεργειακή απόδοση και χωρίς τη χρήση της μηχανής. Ακολουθούν το ξύλο με 13,37 % , το χαρτί με 13,68 % και τέλος ο φλοιός ρυζιού με 16,35 %.



Σχήμα 3.9 :Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις για όλες τις πρώτες ύλες [53]

- Με κόκκινο χρώμα συμβολίζονται οι αποδόσεις για τα αστικά στερεά απόβλητα
- Με γαλάζιο χρώμα συμβολίζονται οι αποδόσεις για το φλοιό ρυζιού
- Με κίτρινο χρώμα συμβολίζονται οι αποδόσεις για το χαρτί
- Με πράσινο χρώμα συμβολίζονται οι αποδόσεις για το ξύλο

Συμπέρασμα

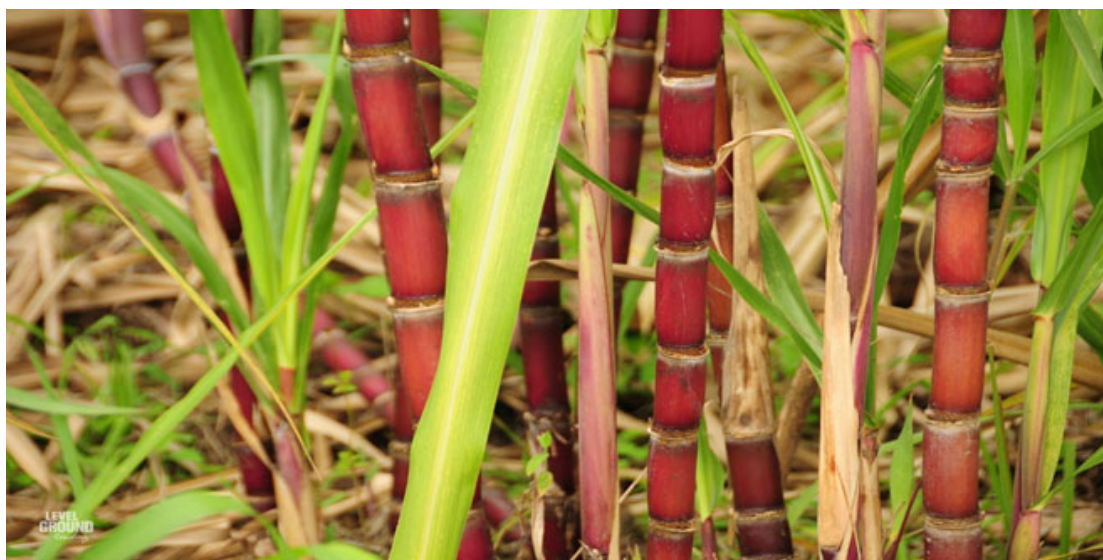
Συνοψίζοντας, σε όλες τις περιπτώσεις παρατηρήθηκε αυξημένη εξεργειακή απόδοση όταν συνδυάστηκε η μηχανή stirling με το σύστημα μας. Η σύγκριση των τεσσάρων πρώτων υλών, έδειξε πως τα στερεά αστικά απόβλητα παρουσίασαν την καλύτερη εξεργειακή απόδοση ίση με 41,36 %, παρόλο που ο φλοιός ρυζιού είχε την καλύτερη ενεργειακή απόδοση ίση με 75,82 %.

3.3.2 ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΚΑΙ ΕΞΕΡΓΟΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΕ ΕΝΑ ΣΥΣΤΗΜΑ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΜΕ ΒΙΟΜΑΖΑ

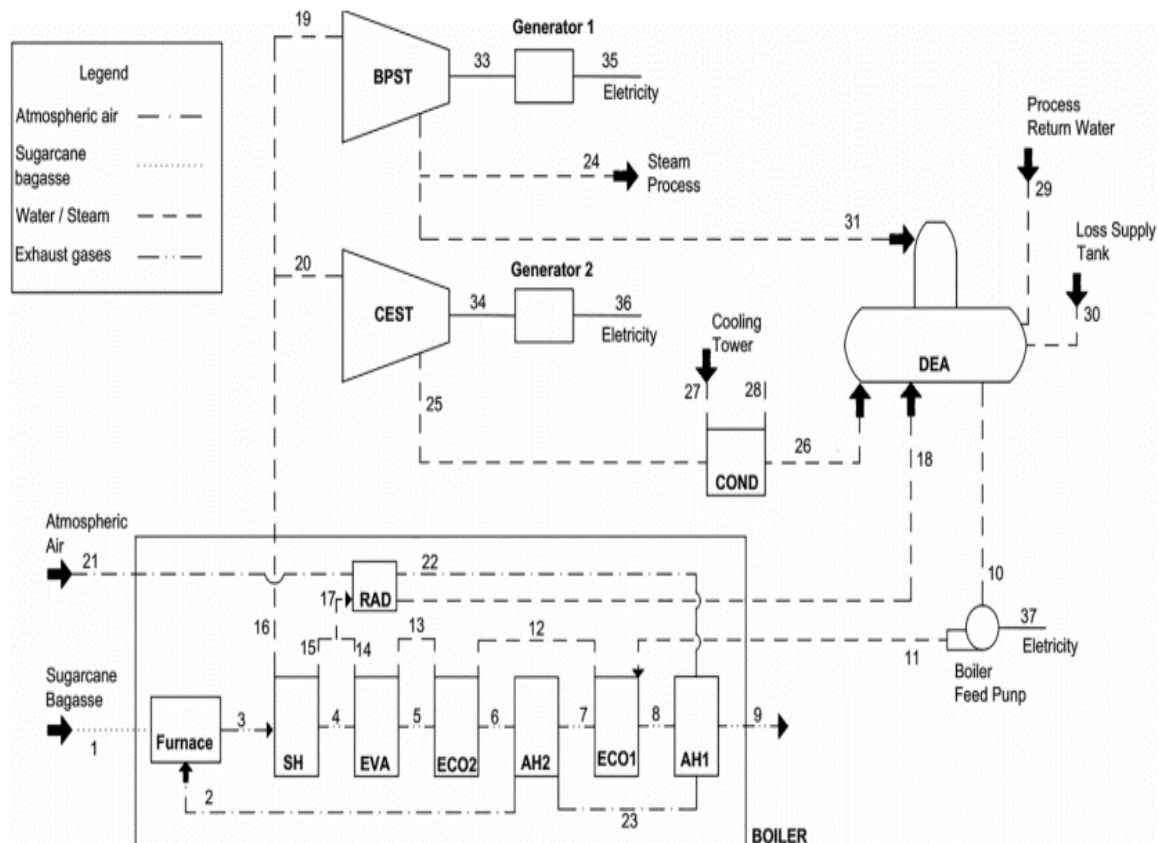
Μια ακόμα ενδιαφέρουσα οπτική της εξεργειακής ανάλυσης πέρα από τη βελτιστοποίηση της απόδοσης ενός συστήματος, είναι ο υπολογισμός του αντικτύπου που αυτό θα έχει στο περιβάλλον. Συγκεκριμένα η εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση είναι ικανή να ποσοτικοποιεί τα επιβλαβή χαρακτηριστικά ενός συστήματος είτε στη μονάδα του χρόνου, είτε ανά μονάδα παραγόμενης ενέργειας. Αρκετοί μελετητές ερεύνησαν διάφορα συστήματα συμπαραγωγής με βιομάζα ως καύσιμη

ύλη και συνέκριναν ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις, καθώς και εντόπισαν τα υποσυστήματα με τις περισσότερες εξεργειακές απώλειες. Ο Perez (Perez et al, 2018) [54] διερεύνησε εναλλακτικές αναθέρμανσης που θα βελτιώσουν την εξεργειακή απόδοση, σε συστήματα συμπαραγωγής με ζαχαροκάλαμο ως καύσιμο. Οι Contreras και Lisperguer (Contreras και Lisperguer, 2018) [55] μελέτησαν τις ενεργειακές και περιβαλλοντικές αποδόσεις ενός συστήματος συμπαραγωγής με ζαχαροκάλαμο. Οι Szargut (Szargut, 1989)[56] και Τσατσαρώνης (Τσατσαρώνης, 2011) [57] ερεύνησαν τους δείκτες που οδηγούν στη βελτιστοποίηση των αποδόσεων τέτοιων συστημάτων. Οι Cavalcanti (Cavalcanti et al, 2018)[58] και Hong (Hong et al, 2017)[59] κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι το βιοντίζελ παρουσιάζει μικρότερο περιβαλλοντικό αντίκτυπο στην ηλεκτροπαραγωγή, σε σχέση με άλλα καύσιμα.

Μελέτη που προσαρμόστηκε στα δεδομένα της Βραζιλίας [60], χρησιμοποιεί τις αναλύσεις αυτές για ένα σύστημα συμπαραγωγής με βιομάζα το οποίο λειτουργεί με φλοιό ζαχαροκάλαμου σαν βάση. Το σύστημα παράγει 10,94 MW θερμικής ενέργειας και 33 MW ηλεκτρικής ενέργειας και λειτουργεί ως εξής. Ατμοσφαιρικός αέρας θερμαίνεται στους θερμοαντήρες 1 και 2 πριν εισέλθει στον κλίβανο, όπου μαζί με το φλοιό που καίγεται δημιουργούνται καυσαέρια. Τα καυσαέρια αυτά οδηγούνται στον υπερθερμαντήρα όπου παράγεται υπέρθερμος ατμός. Η θερμική αυτή ροή, δίνει κίνηση στους ατμοστροβίλους BPST (Back Pressure Steam Turbine) και CEST (Condensation Extraction Steam Turbine) όπου με τη σειρά τους ωθούν τις γεννήτριες 1 και 2 σε παραγωγή 8 MW και 24,7 MW αντίστοιχα. Τέλος, η θερμική ροή αλλάζει φάση περνώντας από το συμπυκνωτή και τον αποαερωτή πριν επαναλάβει τον παραπάνω κύκλο. Στο σχήμα 3.11 ακολουθεί η διάταξη που περιγράφηκε:



Σχήμα 3.10 : Φλοιός ζαχαροκάλαμου [61]



Σχήμα 3.11 : Διάταξη καύσης φλοιού ζαχαροκάλαμου[60]

Εξεργειακή ανάλυση

Η εξεργειακή ανάλυση του συστήματος στηρίχθηκε στη μελέτη των Τσατσαρώνης και Lazzaretto (Τσατσαρώνης και Lazzaretto,2006) Specific Exergy Costing (SPECOC)[62]. Κάθε μέρος του συστήματος k χαρακτηρίζεται από την εξέργεια που υποδέχεται, καταναλώνει ($\dot{E}_{F,k}$)-fuel- και την εξέργεια που παράγει ($\dot{E}_{P,k}$)-product. Επομένως η εξεργειακή απόδοση του κάθε μέρους [60] ισούται με

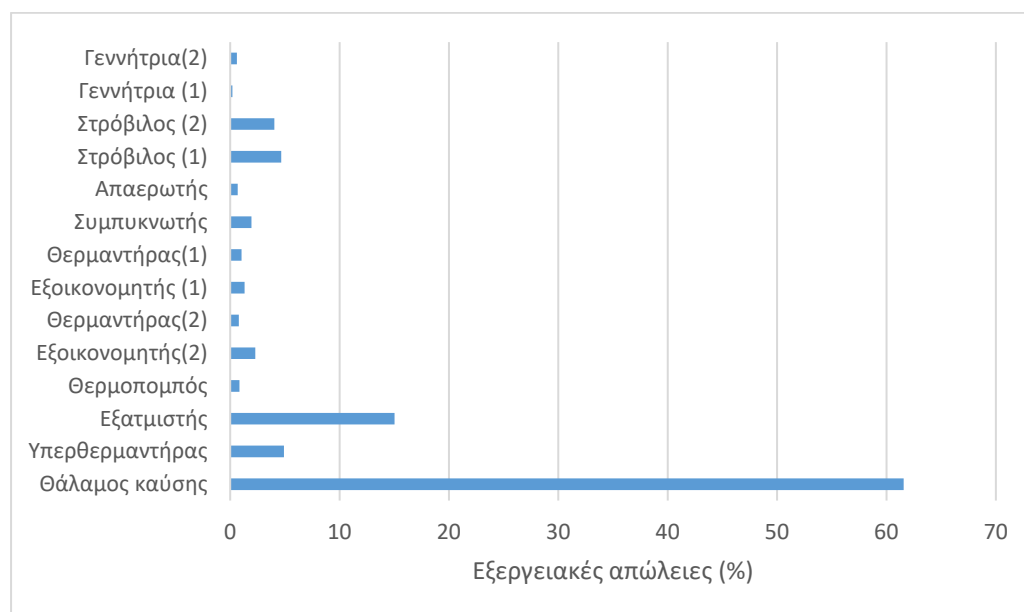
$$\epsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (3.18)$$

,καθώς και η ποσότητα της εξέργειας που καταστρέφεται ισούται με $\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k}$ (3.19) . Ο δείκτης του ποσοστού της επιμέρους εξεργειακής καταστροφής ως προς την ολική του συστήματος [60] ισούται με

$$\gamma_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,TOTAL}} \quad (3.20)$$

Με την εξεργειακή ανάλυση προέκυψε ότι η περισσότερη ροή εξέργειας (συνεπώς και καταστροφή αυτής) έλαβε μέρος κατά την καύση του φλοιού και τη μετατροπή της χημικής ενέργειας του σε καυσαέρια στον κλίβανο. Αντίστοιχα μεγάλο μέρος εξέργειας στον ατμοποιητή όπου μετατρέπεται η θερμική ενέργεια των καυσαερίων σε ατμό. Συγκεκριμένα από τα 169,6 MW που καταστρέφονται στο σύστημα, τα 104,4 MW χάνονται στον κλίβανο λόγω της καταστροφής της χημικής ενέργειας του καυσίμου στο σημείο αυτό. Ενδιαφέρον παρουσιάζει ο συμπυκνωτής όπου παρότι

εμφανίζει μεγάλη ενεργειακή απώλεια, η εξεργειακή καταστροφή είναι μικρή καθώς δεν πρόκειται για χρήσιμη ενέργεια, με συμμετοχή στην ηλεκτροπαραγωγή του συστήματος. Ο θερμοπομπός έχει τη μικρότερη εξεργειακή απόδοση όλου του συστήματος ίση με 13,87 %, ενώ θα μπορούσε να αυξήσει την απόδοση του χρησιμοποιώντας ατμό απ' το σημείο 24 (διάταξη) αντί για το σημείο 14 καθώς θα επρόκειτο για ατμό μικρότερης εξεργειακής αξίας, μειώνοντας τις αντίστοιχες απώλειες. Τέλος, οι γεννήτριες παρουσιάζουν τη μεγαλύτερη εξεργειακή απόδοση ίση με 96% και τη μικρότερη καταστροφή εξέργειας, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.12:



Σχήμα 3.12 : Διάγραμμα εξεργειακών απωλειών για τα επιμέρους υποσυστήματα [60]

Εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση

Ως προς την εξεργοπεριβαλλοντική ανάλυση, με τη μέθοδο Eco-indicator 99 [63] είναι δυνατόν να ποσοτικοποιούνται οι επιπτώσεις του συστήματος συμπαραγωγής μας και να είναι μετρήσιμες σε πόντους, δηλαδή (Points) ή (miliPoints-mPoints). Συγκεκριμένα, ένας πόντος ισούται με το ένα χιλιοστό του ετήσιου περιβαλλοντικού "φορτίου" του μέσου ευρωπαϊκού σπιτιού. Ο βαθμός των περιβαλλοντικών επιπτώσεων στη μονάδα του χρόνου ισούται με B_k (Pts/s), ενώ το αντίστοιχο μέγεθος ανά μονάδα εξέργειας συμβολίζεται με b_k (Pts / MJ). Η συγκεκριμένη ανάλυση του κύκλου ζωής (Life Cycle Assessment) για το φλοιό ζαχαροκάλαμου έδειξε πως το αντίκτυπο που έχει στο περιβάλλον στη μονάδα της μάζας είναι 6,73 mPt/kg, από τα οποία τα 3,26 mPt/kg κατανέμονται ως επιβλαβή για το οικοσύστημα, ενώ τα 3,16 mPt/kg ως επιβλαβή για την ανθρώπινη υγεία. Αναφορικά και με τη σχέση εξεργειακής απόδοσης-περιβαλλοντικού αντικτύπου, αυτή περιγράφεται από μια αντίστροφη αναλογία. Αυτό προκύπτει απ' τις αποδόσεις των δύο στρόβιλων του συστήματος με τον BPST να έχει 51,54 % απόδοση και 7,839 mPt/MJ, ενώ ο CEST εμφανίζει μεγαλύτερη απόδοση 79,06 % και μικρότερο αντίκτυπο 5,109 mPt/MJ. Προκύπτει λοιπόν ότι όσο η εξεργειακή απόδοση

αυξάνεται, τόσο μειώνεται το επιβλαβές φορτίο προς το περιβάλλον, όπως διατύπωσε και ο Rosen (Rosen et al, 2002)[64].

Γενικότερα, τα είδη των περιβαλλοντικών φορτίων που απασχολούν το κάθε μέρος ενός συστήματος, χωρίζονται και αναλύονται σε κατηγορίες. Από τα επιμέρους όργανα του συστήματος, η αντλία εμφανίζει το μεγαλύτερο περιβαλλοντικό αντίκτυπο ανά μονάδα εξέργειας που χρησιμοποιείται, καθώς καταναλώνει το ίδιο το παράγωγο του συστήματος (ηλεκτρική ενέργεια) για να λειτουργήσει. Αντίστοιχα το σημείο της διάταξης που παρουσιάζεται το μεγαλύτερο περιβαλλοντικό φορτίο από την πλευρά της παραγόμενης εξέργειας είναι ο θερμοπομπός και αυτό γιατί αυξάνει τη θερμοκρασία του αέρα μεταξύ των σημείων 21 και 22, μέσω μικρής μείωσης της παροχής αέρα με μεγάλη τάση καταστροφής εξέργειας. Τα παραπάνω περιγράφονται απ'τις σχέσεις 3.21 και 3.22 [60] :

$$\dot{B}_{p,k} = \dot{B}_{F,k} + \dot{Y}_k + \dot{B}_k^{PF} \quad (3.21)$$

$$b_{p,k} \dot{E}_{p,k} = b_{F,k} \dot{E}_{F,k} + \dot{Y}_k + \dot{B}_k^{PF} \quad (3.22)$$

Όπου $B_{p,k}$ είναι το αντίκτυπο για την παραγόμενη εξέργεια και $B_{F,k}$ για την καταναλισκόμενη εξέργεια στη μονάδα του χρόνου, Y_k είναι το αντίκτυπο του κάθε μέρους του συστήματος που σχετίζεται με την κατασκευή και συντήρηση του. Η παράμετρος B_k^{PF} συμβολίζει το περιβαλλοντικό φορτίο από τη δημιουργία ρύπων.

Αναφορικά με το μεγαλύτερο περιβαλλοντικό φορτίο σχετιζόμενο με την εξεργειακή καταστροφή $B_{D,k}$, ο κλίβανος με το θερμοπομπό παρουσιάζουν το 35,1 % των συνολικών εξεργειακών απωλειών του συστήματος. Συγκεκριμένα στον κλίβανο έχουμε την καύση άρα και τη δημιουργία των ρύπων, οι οποίοι φτάνουν τα 0,186 kg CO₂ και 0,022 kg SO₂ ανά κιλό φλοιού ζαχαροκάλαμου που καίγεται. Παρότι η ποσότητα του θεικού οξέος είναι μικρότερη, το αντίκτυπο του στο περιβάλλον είναι 275 φορές μεγαλύτερο απ'του διοξειδίου, καθώς ο παράγοντας του ειδικού περιβαλλοντικού φορτίου b_i^{PF} είναι 1499,3 mPt/kg για το θεικό οξύ και μόλις 5,4 mPt/kg για το διοξείδιο του άνθρακα. Ο υπερθερμαντήρας παρουσιάζει το μεγαλύτερο περιβαλλοντικό αντίκτυπο $Y = 0,165$ mPt/s, το οποίο όμως δε φαίνεται να παίζει ουσιαστικό ρόλο στο ολικό αντίκτυπο κάθε μέρους. Σ'αυτή την περίπτωση καταλαμβάνει μόλις το 0,84 % του ολικού περιβαλλοντικού αντικτύπου, στη σχέση 3.23 [60]:

$$\dot{B}_{TOT,K} = \dot{B}_{D,K} + \dot{Y}_k + \dot{B}_k^{PF} \quad (3.23)$$

Ένας ακόμα χρήσιμος δείκτης είναι ο εξεργοπεριβαλλοντικός παράγοντας $f_{b,k}$ ο οποίος υποδηλώνει το κατά πόσο το περιβαλλοντικό φορτίο του κάθε στοιχείου οφείλεται στην καταστροφή εξέργειας [60], όπου και παίρνει τιμές $< 0,3$

$$F_{b,k} = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{B}_{D,K} + \dot{Y}_k + \dot{B}_{K,PF}} = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{B}_{TOT,K}} \quad (3.24)$$

Στον κλίβανο επίσης παρουσιάζεται το μεγαλύτερο ολικό περιβαλλοντικό φορτίο ίσο με 185,3 mPt/s και αυτό οφείλεται στη μεγάλη βαρύτητα του παράγοντα των ρύπων που απελευθερώνονται από εκεί. Καταλήγοντας συγκεντρωτικά ως προς τους ρύπους, μόνο η έκκλιση SO₂ αντιστοιχεί περίπου στο 1/3 της συνολικής φθοράς που προκαλεί το εξεταζόμενο σύστημα στο περιβάλλον, για την ακρίβεια το ποσοστό ανέρχεται στο 30,26 %. Ακολουθεί ο πίνακας 3.1 με τα αντίστοιχα μεγέθη για όλο το σύστημα:

Πίνακας 3.1 : Συγκεντρωτικά στοιχεία των εξεταζόμενων παραμέτρων[60]

Υποσυστήματα	b_f (mPt/MJ)	b_p (mPt/MJ)	\dot{B}_D (mPt/s)	\dot{B}^{PF} (mPt/s)	\dot{Y} (mPt/h)	\dot{B}_{TOT} (mPt/s)	f_b (%)
Θάλαμος καύσης	0,704	2,16	73,51	117,7	--	185,3	60,32
Υπερθερμαντήρας	2,31	3,71	19,28	--	594,5	19,44	0,84
Ατμοποιητής	2,31	3,91	58,89	--	48,98	58,9	0,02
Εξοικονομητής (2)	2,31	4,3	9,03	--	7,86	9,04	0,02
Προθερμαντήρας (2)	2,31	3,44	3,09	--	18,26	3,09	0,16
Εξοικονομητής (1)	2,31	4,88	5,12	--	4,92	5,12	0,02
Προθερμαντήρας (1)	2,31	4,83	4,05	--	18,26	4,06	0,12
Συμπυκνωτής	4,03	--	13,28	--	0,7	13,28	0,001
Απαερωτής	3,85	5,93	4,45	--	6,42	4,45	0,04
Αντλία	6,02	7,81	0,98	--	0,07	0,98	0,002
Στρόβιλος(1)	4,03	7,83	32,01	--	132,2	32,05	0,114
Στρόβιλος(2)	4,03	5,1	27,58	--	196,9	27,63	0,19
Γεννήτρια ατμού(1)	7,83	8,16	2,64	--	32,78	2,65	0,34
Γεννήτρια ατμού(2)	5,11	5,32	5,27	--	47,38	5,28	0,25

Σύγκριση με άλλα συστήματα βιομάζας

Παρόμοιες μελέτες εντόπισαν επίσης την περισσότερη εξεργειακή καταστροφή στον θάλαμο καύσης [55] ίση με 94,4 % και ίση με 68,22 %[65]. Ο (Cavalcanti et al, 2019) [58] μελέτησε ένα σύστημα βιομάζας με καύσιμη ύλη τον ευκάλυπτο, όπου κατέληξε ξανά σε μεγάλη εξεργειακή απώλεια στον κλίβανο της τάξης του 83,28%. Αναφορικά με την παραγωγή του συστήματος συμπαραγωγής που εξετάζεται, ανά μονάδα παραγόμενης εξέργειας το περιβαλλοντικό αντίκτυπο είναι 21,68 mPt / kWh για την ηλεκτρική ενέργεια και 4,03 mPt / MJ για τη θερμική ενέργεια. Στην έρευνα του ο Cavalcanti επίσης καταλήγει σε 22% μεγαλύτερο αντίκτυπο σε σχέση με την παρούσα μελέτη. Οι (Casas και Ledon, 2017) [66] με τη σειρά τους παρουσίασαν απόκλιση (μείωση) κατά 60% σε σχέση με την παρούσα μελέτη για ένα σύστημα συμπαραγωγής με βάση τα στερεά αστικά κατάλοιπα, χωρίς ωστόσο να λαμβάνουν υπόψη τις εκπομπές SO₂. Τέλος ο Meyer (Meyer et al, 2017) [67] μελέτησε ένα σύστημα βιομάζας σε συνδυασμό με κυψέλες καυσίμου έχοντας σαν καύσιμο τσιπς

ξύλου, όπου κατέληξε σε περιβαλλοντικό φορτίο πολύ κοντά στην παρούσα έρευνα 20,9 mPt/kWh.

Συμπέρασμα

Συνοψίζοντας, το σημείο του συστήματος γύρω απ' το οποίο κινήθηκε κυρίως η μελέτη και χρήζει βελτιώσεων, είναι ο θάλαμος καύσης. Τόσο από την πλευρά του αυξημένου εξεργοπεριβαλλοντικού παράγοντα (60,3 %)—και ειδικότερα του SO₂ — αλλά και από την πλευρά της εξέργειας που καταστρέφεται στο σημείο αυτό. Στα υπόλοιπα μέρη του συστήματος ο αντίστοιχος παράγοντας δεν ξεπέρασε το 1% , κάτι που δείχνει το ρόλο που παίζει η εξεργειακή καταστροφή και μόνο, στα περιβαλλοντικά τους φορτία. Τέλος το μέρος του συστήματος με το μεγαλύτερο αντίκτυπο στη μονάδα του χρόνου, που σχετίζεται με τις εξεργειακές απώλειες, είναι ο θερμοπομπός. Παρατηρήθηκε λοιπόν αντιστρόφως ανάλογη σχέση της εξεργειακής απόδοσης με το περιβαλλοντικό αντίκτυπο.

ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

4.1 Εισαγωγή

Η γεωθερμική ενέργεια αποτελεί αδιαμφισβήτητα ένα μεγάλο “όπλο” στην αντιμετώπιση της κλιματικής αλλαγής και την παραγωγή καθαρής ανανεώσιμης ενέργειας, μεταξύ όλων των ΑΠΕ. Η παραγόμενη αυτή ενέργεια μπορεί να έχει τη μορφή είτε ηλεκτρικής ενέργειας, είτε τη μορφή παραγόμενης θερμικής/ψυκτικής ισχύος. Μεγάλο πλεονέκτημα των γεωθερμικών συστημάτων αποτελεί το γεγονός ότι είναι ανεξάρτητα των καιρικών συνθηκών που επικρατούν, σε αντίθεση με τις υπόλοιπες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Αυτό συμβαίνει καθώς η θερμότητα του γεωθερμικού ρευστού παραμένει σχετικά σταθερή στο υπέδαφος.

Ωστόσο δεν έχουν όλες οι χώρες την ίδια δυναμική, καθώς ακόμα και σε αυτές που υπάρχει ένα αξιόλογο γεωθερμικό δυναμικό, οι θερμοκρασίες αυτού διαφέρουν από περιοχή σε περιοχή. Στην αξιοποίηση του γεωθερμικού δυναμικού μπαίνουν όλο και πιο δυνατά αρκετές χώρες, με έργα υποδομών αξιόλογης ισχύος να έχουν ανακοινωθεί για την επόμενη δεκαετία. Συγκεκριμένα οι χώρες με την περισσότερη εγκατεστημένη ισχύ από γεωθερμικά συστήματα είναι οι εξής [68]:

- Η.Π.Α - 3,714 GW
- Ινδονησία - 2,133 GW
- Φιλιππίνες - 1,918 GW
- Τουρκία - 1,526 GW
- Νέα Ζηλανδία - 1,005 GW

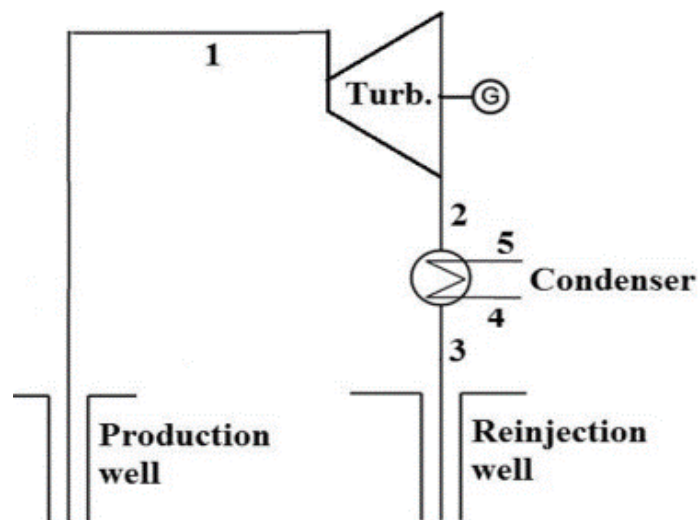
Μόνο το 2020 προστέθηκαν ακόμα 202 MW στη συνολική παγκόσμια παραγόμενη ισχύ, η οποία και ανέρχεται σε 15,608 GW. Στην Ελλάδα παρουσιάζεται αξιοπρόσεκτο γεωθερμικό δυναμικό υψηλής θερμοκρασίας στη Μήλο και τη Νίσυρο, της τάξης των 200 MW συνολικά. Σημαντικές ενδείξεις επίσης για πεδία μέσων θερμοκρασιών υπάρχουν σε περιοχές της Βορείου Ελλάδος και σε νησιά του Κεντρικού Αιγαίου [69].



Σχήμα 4.1 : Επιφάνεια γεωθερμικού πεδίου [70]

4.2 Θεωρητικό μοντέλο

Ο πρώτος και απλούστερος τύπος γεωθερμικής διάταξης είναι το σύστημα ξηρού ατμού. Το σύστημα αυτό χρησιμοποιεί ατμό υψηλής θερμοκρασίας, επομένως χρειάζεται και το λιγότερο ρευστό για την ίδια παραγόμενη ενέργεια σε σχέση με τις υπόλοιπες διατάξεις. Τα μέρη αυτού απεικονίζονται στο σχήμα 4.2 [71]:



Σχήμα 4.2 : Διάταξη ξηρού ατμού [71]

Η σχέση που περιγράφει την εξεργειακή ισορροπία στο παραπάνω, όπως και σε όλα τα γεωθερμικά συστήματα, είναι η 4.1 [71] :

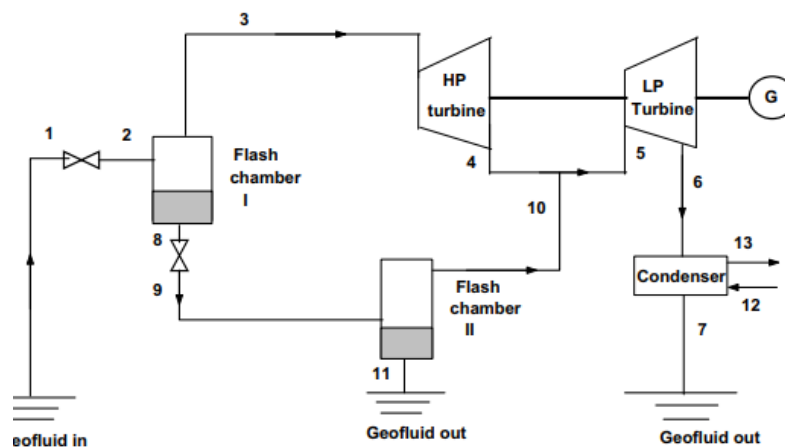
$$\dot{E}_Q - \dot{W} = \sum \dot{m}_e E_e - \sum \dot{m}_i E_i + \dot{E}_D \quad (4.1)$$

Όπου με \dot{E}_Q συμβολίζεται η εξεργειακή ροή που σχετίζεται με τη μεταφορά θερμότητας, ίση με [71] :

$$\dot{E}_Q = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (4.2)$$

\dot{W} είναι το έργο που καταναλώνεται, $\sum m_e e_e$ είναι η εξέργεια που εξέρχεται του όγκου ελέγχου του συστήματος, με $\sum m_i e_i$ συμβολίζεται η εξέργεια που εισέρχεται στο σύστημα ενώ \dot{E}_D είναι η ποσότητα της εξέργειας που καταστρέφεται.

Μια διάταξη που χρησιμοποιείται συχνότερα καθώς σχετίζεται με λίγο μικρότερες θερμοκρασίες ρευστού, είναι αυτή του κύκλου flash. Η παραλλαγή της που παρουσιάζεται συχνότερα σε εφαρμογές είναι αυτή του διπλού κύκλου. Καθώς το νερό θερμοκρασίας τουλάχιστον 180 °C ανεβαίνει μέσω της δικής του πίεσης στην επιφάνεια και όσο αυτή μειώνεται, μέρος του μετατρέπεται σε ατμό. Ο ατμός αυτός συνεχίζει στο στρόβιλο υψηλής πίεσης ενώ το νερό που δε θα ατμοποιηθεί στον πρώτο διαχωριστή συνεχίζει στο δεύτερο. Εκεί εφόσον έχει διατηρήσει μια σχετικά υψηλή θερμοκρασία συνεχίζει στον δεύτερο διαχωριστή και ο ατμός που παράγεται εκεί συνεισφέρει στην ηλεκτροπαραγωγή μέσω του στρόβιλου χαμηλής πίεσης. Μια τέτοια διάταξη απεικονίζεται στο σχήμα 4.3 [72]:



Σχήμα 4.3 : Διάταξη διπλού κύκλου συμπύεσης [72]

Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος, ισούται με τη σχέση 4.3 [72]:

$$\eta_{1,2} = \frac{\dot{W}_{net}}{(\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_8 h_8) + (\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{11} h_{11})} \quad (4.3)$$

Όπου με \dot{W}_{net} συμβολίζεται η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, ενώ στον παρονομαστή οι διαφορές των γινομένων ροών μαζών και ενθαλπιών αναπαριστούν τη χρήσιμη θερμική ενέργεια των θαλάμων συμπύεσης

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αντίστοιχα, προκύπτει [72]:

$$\eta_{II,2} = \frac{\dot{W}_{net}}{(\dot{E}_2 - \dot{E}_8) + (\dot{E}_9 - \dot{E}_{11})} \quad (4.4)$$

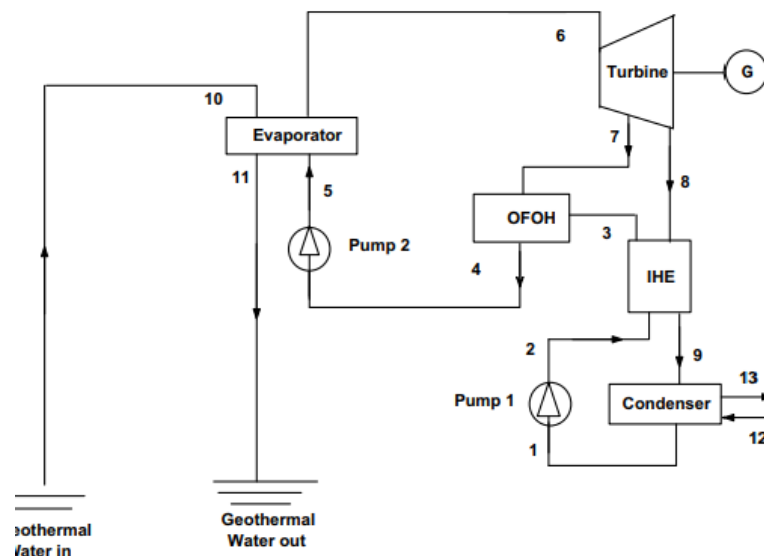
Όπου με \dot{W}_{net} συμβολίζεται η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, ενώ στον παρονομαστή οι διαφορές των εξεργειακών ροών αναπαριστούν τη χρήσιμη εξέργεια των θαλάμων συμπίεσης

Τέλος, η ολική εξεργειακή καταστροφή ισούται με το άθροισμα των επιμέρους του συστήματος:

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{D,FC1} + \dot{E}_{D,FC2} + \dot{E}_{D,HP,T} + \dot{E}_{D,LP,T} + \dot{E}_{D,C} + \dot{E}_{D,r} + \dot{E}_{D,CA} \quad (4.5)$$

Όπου αθροίζονται κατά σειρά οι εξεργειακές απώλειες των θαλάμων συμπίεσης, των στροβίλων υψηλής και χαμηλής πίεσης, του συμπυκνωτή και της επανένγκυσης.

Την τρίτη κατηγορία γεωθερμικών συστημάτων, αποτελούν τα συστήματα δυαδικού κύκλου. Παρουσιάζουν αρκετές προοπτικές για αυξημένη χρήση στο μέλλον, καθώς απαιτούν μικρότερες θερμοκρασίες ρευστού σε σχέση με τις δύο άλλες κατηγορίες. Στις διατάξεις αυτές χρησιμοποιείται ένα βοηθητικό ρευστό με χαμηλό σημείο βρασμού (πχ βουτάνιο, πεντάνιο κ.α) σε ένα δεύτερο κύκλωμα, όπου μέσω ενός εναλλάκτη του μεταφέρεται η θερμότητα του νερού. Μια τέτοια διάταξη απεικονίζεται στο σχήμα 4.4 [72]:



Σχήμα 4.4 : Διάταξη διπλού κύκλου

Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος διαμορφώνεται ως εξής [72]:

$$\eta_{I,2} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_5(h_6 - h_5)} \quad (4.6)$$

Όπου με \dot{W}_{net} συμβολίζεται η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, ενώ στον παρονομαστή οι διαφορές των γινομένων ροών μαζών και ενθαλπιών αναπαριστούν τη χρήσιμη θερμική ενέργεια στον ατμοποιητή.

Αντίστοιχα, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης σχετίζεται άμεσα με το ρυθμό προσδιδόμενης εξέργειας στο βοηθητικό ρευστό, ίσως με [72] :

$$\eta_{II,3} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_5(h_6 - h_5) - T_0(s_6 - s_5)} \quad (4.7)$$

Όπου με \dot{W}_{net} συμβολίζεται η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, ενώ στον παρονομαστή οι διαφορές των γινομένων ροών μαζών και ενθαλπιών αναπαριστούν τη χρήσιμη εξέργεια απ'τον ατμοποιητή.

Τέλος, το σύνολο της εξεργειακής καταστροφής προκύπτει απ'τη σχέση 4.8:

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{D,p} + \dot{E}_{D,E} + \dot{E}_{D,T} + \dot{E}_{D,OF0H} + \dot{E}_{D,IHE} + \dot{E}_{D,r} + \dot{E}_{D,CA} + \dot{E}_{D,C} \quad (4.8)$$

Όπου και αθροίζονται οι επιμέρους απώλειες των αντλιών, του ατμοποιητή, του στροβίλου, του συμπυκνωτή, επανέγχυσης του γεωθερμικού ρευστού και του εναλλάκτη.

4.3 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΗΣ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΣΤΑ ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

4.3.1 ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΚΑΙ ΕΞΕΡΓΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΟΣ ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΥ ΚΑΙ ΨΥΞΗΣ

Η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και χρήσιμης θερμικής ή ψυκτικής ενέργειας αποτελεί αδιαμφισβήτητα ένα μεγάλο κεφάλαιο στο γενικότερο πλαίσιο εξοικονόμησης ενέργειας και μείωσης των ρύπων. Στην Ευρωπαϊκή Ένωση συγκεκριμένα, το 11% της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας προέρχεται από συστήματα συμπαραγωγής [73]. Από τη στιγμή ειδικά που η παραγωγή χρήσιμης ψυκτικής ενέργειας είναι ακριβότερη σίγουρα απ'την παραγωγή θερμικής ενέργειας

κρίνεται απαραίτητη η οικονομική αξιολόγηση και η εξεργειακή ανάλυση των συστημάτων αυτών με σκοπό την βελτίωση των αποδόσεων τους [74].

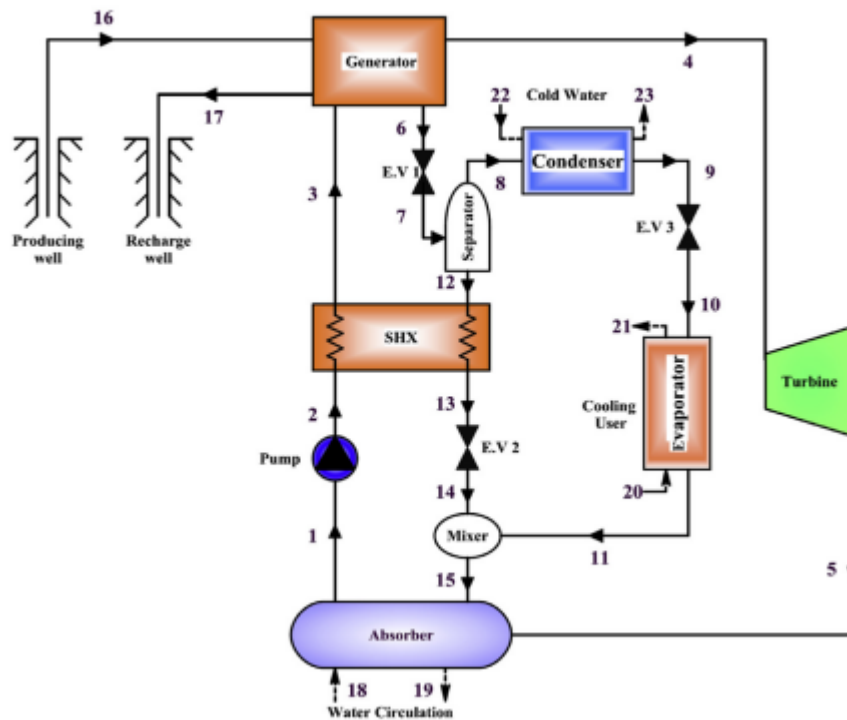
Αρκετές μελέτες ανέδειξαν τη συνεισφορά της εξεργειακής ανάλυσης στην αξιολόγηση γεωθερμικών συστημάτων συμπαραγωγής είτε και πολλαπλής παραγωγής ηλεκτρισμού, θερμικής και ψυκτικής ισχύος. Ο Erdeweghe (Erdeweghe et al, 2018) [75] συνέκρινε 4 συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας με διαφορετικές θερμοκρασίες γεωθερμικού ρευστού, τα οποία εμφάνισαν καλύτερες αποδόσεις από απλές διατάξεις ηλεκτροπαραγωγής. Ο Ozgener (Ozgener et al, 2005) [76] μελέτησε ένα σύστημα συμπαραγωγής στην Τουρκία, όπου εντόπισε τα σημεία με τις μεγαλύτερες εξεργειακές απώλειες. Ο Leveni (Leveni et al, 2019) [77] κατέληξε ότι τα σημεία με τη μεγαλύτερη εξεργειακή καταστροφή σε ένα συνδυαστικό σύστημα ORC (Organic Rankine Cycle) με έναν ψύκτη απορρόφησης, είναι η γεννήτρια και ο απορροφητής. Ο Rashidi (Rashidi et al, 2017) [78] παρουσίασε δύο συστήματα συμπαραγωγής θερμότητας και ψύξης εισάγοντας κάποια νέα χαρακτηριστικά, τα οποία εμφάνισαν μεγαλύτερες αποδόσεις από τη βιβλιογραφία. Ο Wang (Wang et al, 2016) [79] μελέτησε και αυτός δύο αντίστοιχα συστήματα, δείχνοντας τις βελτιωμένες αποδόσεις τους με τη χρησιμοποίηση μιας μίξης αμμωνίας-νερού σαν εργαζόμενο ρευστό. Ο (Khaliq, 2017) [80] ερεύνησε εναλλακτικά τις αποδόσεις ενός συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-ψύξης, έχοντας σαν πηγή θερμότητας έναν ηλιακό συλλέκτη.

Το παρακάτω γεωθερμικό σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης σχεδιάστηκε με βάση έναν κύκλο απορρόφησης για ηλεκτροπαραγωγή και συγκρίθηκε με αυτό βάσει της αντίστοιχης προσομοίωσης. Η εξεργοοικονομική ανάλυση πάνω σε αυτό βοήθησε στον υπολογισμό του κόστους ανά μονάδα παραγόμενης εξεργειας για τα επιμέρους υποσυστήματα, καθώς και η εξεργειακή ανάλυση συνεισέφερε τα μέγιστα στον εντοπισμό των σημείων στο σύστημα όπου η εξεργειακή απόδοση μειώνεται με τη μεταβολή διαφόρων παραμέτρων αυτού, όπως εξετάζεται παρακάτω.

Περιγραφή συστήματος

Στη διάταξη που εξετάζουμε, [81] αφού απαχθεί η απαραίτητη θερμότητα από τη γεωθερμική πηγή, υπάρχει διαχωρισμός του ατμού απ'το διάλυμα στη γεννήτρια ατμού. Ο ατμός έπειτα συνεχίζει στο στρόβιλο για την παραγωγή ισχύος. Στη συνέχεια μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας το διάλυμα συνεχίζει στον εναλλάκτη θερμότητας όπου και διαχωρίζεται σε ασθενές και ισχυρό συμπύκνωμα. Το ασθενές συμπύκνωμα περνάει απ'τον εναλλάκτη όπου και μειώνεται η θερμοκρασία του, συνεχίζει μέσω του αναμείκτη στον απορροφητή όπου καταλήγει με την αντίστοιχη πτώση πίεσης. Αντίστοιχα το κορεσμένο διάλυμα απελευθερώνει μέρος της θερμότητας του στον συμπυκνωτή, πριν συνεχίσει στον ατμοποιητή μέσω της βαλβίδας εκτόνωσης. Στον ατμοποιητή μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία του και καταλήγει στον απορροφητή μέσω του αναμείκτη,

όπου και έχει τη μορφή υγρού λόγω της λειτουργίας του απορροφητή σαν “συμπυκνωτή” με την αποβολή θερμοκρασίας στο περιβάλλον. Τέλος το συμπύκνωμα μέσω της αντλίας αυξάνει τη θερμοκρασία του στον εναλλάκτη από όπου και επιστρέφει στη γεννήτρια ατμού για να ολοκληρώσει το θερμοδυναμικό αυτό κύκλο. Η διάταξη απεικονίζεται στο σχήμα 4.5:



Σχήμα 4.5 : Διάταξη συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης, με βάση τον κύκλο απορρόφησης

Η εξεργειακή σχέση ισορροπίας που περιγράφει το κάθε μέρος του γεωθερμικού αυτού συστήματος, είναι η παρακάτω [81]:

$$\dot{E}_{X,D,j} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \dot{W}_{c,v} + \sum_i \dot{E}_{xi,in} - \sum_i \dot{E}_{xi,out} \quad (4.9)$$

Όπου με $\dot{E}_{X,D,j} = S_g T_0$ συμβολίζεται ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας, S_g είναι ο ρυθμός αύξησης της εντροπίας του συστήματος και T_0 η θερμοκρασία αναφοράς. Με Q_j συμβολίζεται η παραγόμενη θερμότητα, $\dot{W}_{c,v}$ είναι το παραγόμενο έργο στον δεδομένο όγκο ελέγχου, $\sum_i \dot{E}_{xi,in}$ είναι το σύνολο των εξεργειακών εισροών και $\sum_i \dot{E}_{xi,out}$ το σύνολο των εξεργειακών εκροών αντίστοιχα. Σ’ αυτό το σημείο κρίνεται χρήσιμος ο διαχωρισμός αυτού που καταναλώνει (fuel) και αυτού που παράγει (product) το κάθε μέρος του συστήματος εξεργειακά. Μαζί με την εξέργεια που καταστρέφεται και εξέρχεται του συστήματος σαν απώλεια, τα παραπάνω περιγράφονται από την ακόλουθη σχέση ισορροπίας [81].

$$\dot{E}_{XF} = \dot{E}_{XP} + \dot{E}_{XD} + \dot{E}_{XL} \quad (4.10)$$

Επομένως οι επιμέρους εξεργειακές αποδόσεις του συστήματος προκύπτουν απ'την παρακάτω σχέση 4.11 της προσδιδόμενης προς την παραγόμενη εξέργεια [81]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{XP}}{\dot{E}_{XF}} \quad (4.11)$$

Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς του συστήματος δίνεται απ'τη σχέση 4.12 [81]:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{tur} - \dot{W}_{pu} \quad (4.12)$$

Όπου με $\dot{W}_{tur} = \dot{m}_4 (h_4 - h_5)$ (4.13)

Συμβολίζεται η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται απ'το στρόβιλο, ίση με τη ροή μάζας του ρευστού επί το "κέρδος" της ενθαλπίας στο σημείο αυτό. Αντίστοιχα με [81] :

$$\dot{W}_{pu} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (4.14)$$

Ισούται η ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνεται στην αντλία.

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, προκύπτει ότι το σύστημα συμπαραγωγής παρουσιάζει μειωμένη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ 161,2 kW αλλά και ψυκτική ισχύ ίση με 221,4 kW, σε σχέση με τον απλό κύκλο απορρόφησης που παράγει μόνο 204,9 kW ηλεκτρικής ισχύος. Συγκεκριμένα η αύξηση της θερμικής απόδοσης κατά 86,7 % οφείλεται κυρίως στην προσθήκη του ατμοποιητή, όπως φαίνεται στις παρακάτω σχέσεις. Επίσης η εξεργειακή απόδοση του συστήματος μειώθηκε κατά 17,2 % λόγω των πρόσθετων μερών του συστήματος, τα οποία προφανώς αύξησαν τις μη αντιστρεπτές μεταβολές.

Τέλος, η θερμική απόδοση του συστήματος αντιστοιχεί στη σχέση 4.15 [81]:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{eva} + \dot{W}_{net}}{Q_{gen}} \quad (4.15)$$

Όπου με

$$Q_{eva} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_9) \quad (4.16)$$

$$Q_{eva} = \dot{m}_{20} (h_{20} - h_{21}) \quad (4.17)$$

Συμβολίζονται τα ποσά της θερμικής ενέργειας που προσφέρει ο ατμοποιητής, ενώ η θερμική ενέργεια που καταναλώνει η γεννήτρια ισούται με τη σχέση 4.18 [81]:

$$Q_{gen} = \dot{m}_{in,geo} (h_{in,geo} - h_{out,geo}) \quad (4.18)$$

$$Q_{gen} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_3 h_3 \quad (4.19)$$

Όπου ισούται με το γινόμενο της ροής μάζας του γεωρευστού με την ενθαλπία που προσδίδει στο σύστημα.

Εξεργο-οικονομική ανάλυση

Η εξεργο-οικονομική ανάλυση σε ένα ενεργειακό σύστημα, είναι απαραίτητο εργαλείο για τον καθορισμό του κόστους ανά μονάδα παραγόμενης εξέργειας του συστήματος. Παράμετροι που διαμορφώνουν την ανάλυση αυτή σχετίζονται τόσο με τις εισερχόμενες και εξερχόμενες ενεργειακές ροές, όσο και με πρόσθετα έξοδα που θα αναλυθούν περαιτέρω. Η σχέση ισορροπίας κόστους που περιγράφει ένα σύστημα όπως το εξεταζόμενο, είναι η 4.20 [81]:

$$\dot{C}_{q,k} + \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_{tot}^{cl} + \dot{Z}_{tot}^{OM} = \dot{C}_{w,k} + \sum \dot{C}_{out,k} \quad (4.20)$$

Με τους όρους \dot{Z}_{tot}^{cl} και \dot{Z}_{tot}^{OM} συμβολίζονται τα κόστη της επένδυσης κεφαλαίου και λειτουργίας αντίστοιχα. Για το καθένα μέρος του συστήματος, ο ρυθμός μεταβολής του κόστους λειτουργίας ισούται με το άθροισμα τους.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{cl} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (4.21)$$

Οι ροές εισόδου, εξόδου, θερμότητας και παραγόμενου έργου χαρακτηρίζονται από τους συντελεστές μέσου κόστους, σε \$/GJ, όπως φαίνεται παρακάτω [81]:

$$\dot{C}_{in} = c_{in} \dot{E}_{xin} \quad (4.22)$$

$$\dot{C}_{out} = \dot{E}_{xout} \quad (4.23)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{E}_{xw} \quad (4.24)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_{xq} \quad (4.25)$$

Το κόστος που αποδίδεται στην καταστροφή εξέργειας για το κάθε μέρος του συστήματος ισούται με τη σχέση 4.26:

$$\dot{C}_{D,k} = c_{p,k} \dot{E}_{xD,k} \quad (4.26)$$

Όπου ο όρος $c_{p,k}$ ισούται με το λόγο του κόστους προς την παραγόμενη εξέργεια και ο όρος $E_{xD,k}$ με το ρυθμό καταστροφής της εξέργειας ανά μέρος της διάταξης. Ο απορροφητής και ο συμπυκνωτής παρουσίασαν το μεγαλύτερο κόστος λόγω εξεργειακής καταστροφής, όπως θα δούμε παρακάτω.

Πρόσθετα, για την αναγωγή του κεφαλαίου που επενδύθηκε σε μια μορφή ημερήσιας μεταβολής του κόστους, χρησιμοποιείται η σχέση 4.27:

$$\dot{Z}_k = CRF \frac{\varphi r \times 365 \times 24}{N} Z_k \quad (4.27)$$

Όπου με CRF συμβολίζεται ο συντελεστής ανάκτησης κεφαλαίου, ϕ_r είναι ο παράγοντας συντήρησης ίσος με 1,06, με Z_k συμβολίζεται το κόστος αγοράς του εξοπλισμού και τέλος $N=7000$ ώρες η μέση ετήσια διάρκεια λειτουργίας της μονάδας.

Ένας ενδιαφέροντας δείκτης για το κάθε μέρος του συστήματος είναι ο εξεργοοικονομικός παράγοντας, ο οποίος μειώνεται με την αύξηση του κόστους λόγω εξεργειακής καταστροφής όπως φαίνεται παρακάτω:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{Z_k + \dot{C}_{D,K}} \quad (4.28)$$

Στην εξεταζόμενη διάταξη, οι μονάδες που παρουσιάζουν μεγαλύτερο επενδυτικό κόστος και επομένως αξίζει η αναφορά τους, είναι ο εναλλάκτης θερμότητας, η αντλία και ο στρόβιλος. Η σχέση που περιγράφει το αντίστοιχο μέγεθος για τον εναλλάκτη είναι η 4.29 [82]:

$$Z_k = 130 \left(\frac{A_k}{0,093} \right)^{0,78} \quad (4.29)$$

Όπου A_k η επιφάνεια του εναλλάκτη.

Αντίστοιχα, η σχέση 4.30 που περιγράφει το επενδυτικό κόστος της αντλίας διαμορφώνεται ακολούθως:

$$Z_{pu} = Z_{R,pu} \left(\frac{\dot{W}_{pu}}{\dot{W}_{R,pu}} \right)^{mp} \left(\frac{1-\eta_{is,pu}}{\eta_{is,pu}} \right)^{nr} \quad (4.30)$$

Όπου με $\eta_{is,pu}$ συμβολίζεται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας, \dot{W}_{pu} είναι το παραγόμενο έργο στην αντλία, mp και nr είναι συντελεστές που σχετίζονται με τη λειτουργία της αντλίας.

Τέλος το αντίστοιχο κόστος επένδυσης για το στρόβιλο είναι το ακόλουθο, όπου ήταν και το μεγαλύτερο όλου του συστήματος [83]:

$$Z_{tur} = 4405 \dot{W}_{tur}^{0,7} \quad (4.31)$$

Όπου \dot{W}_{tur} είναι το παραγόμενο έργο στο στρόβιλο.

Ο διαχωριστής και ο αναμείκτης παρουσίασαν μηδενικό κόστος επένδυσης, καθώς η πτώση πίεσης στα σημεία αυτά ήταν ελάχιστη. Οι βαλβίδες εκτόνωσης εμφάνισαν επίσης πολύ μικρό κόστος.

Η προσαρμογή του κόστους στα σύγχρονα ετήσια δεδομένα, γίνεται μέσω της σχέσης 4.32 [83]:

$$\text{Κόστος} = \text{Κόστος κατά το έτος αναφοράς} \times \frac{\text{Δείκτης κόστους κατά το παρόν έτος}}{\text{Δείκτης κόστους κατά το έτος αναφοράς}} \quad (4.32)$$

Συνοψίζοντας, το ολικό κόστος ανά μονάδα παραγόμενης ενέργειας του συστήματος συμπαραγωγής αποτυπώνεται στη σχέση 4.33 [83]:

$$SUCP_{sys} = \frac{\dot{C}_{w,net} + \dot{C}_{21}}{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{21}} \quad (4.33)$$

Όπου $\dot{C}_{w,net}$ και \dot{C}_{21} είναι τα κόστη παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος και παραγόμενης ψυκτικής ισχύος στον ατμοποιητή, αντίστοιχα, ενώ \dot{W}_{net} είναι η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς και \dot{E}_{21} η παραγόμενη εξέργεια της ψυκτικής ισχύος στον ατμοποιητή. Το συγκεκριμένο μέγεθος παρουσίασε μείωση κατά 16,03% σε σχέση με τον απλό κύκλο απορρόφησης, καθώς στην περίπτωση της συμπαραγωγής αυξήθηκε παραπάνω η χρήσιμη εξέργεια με τη μορφή της ψυκτικής ισχύος, σε σχέση με την αύξηση του κόστους αυτής που ήταν μικρό.

Εξεργειακές απώλειες

Εντοπίζοντας τα σημεία του γεωθερμικού συστήματος με τις μεγαλύτερες εξεργειακές απώλειες, πρώτος έρχεται ο απορροφητής ο οποίος ευθύνεται για το 39,8 % των απωλειών του συστήματος. Αυτό οφείλεται στη μεγάλη μεταφορά θερμότητας στο σημείο αυτό, η οποία και προκαλεί τις μη αντιστρεπτές μεταβολές που αυξάνουν την εξεργειακή καταστροφή, όπως προκύπτει απ' τη σχέση 4.34:

$$Q_{abs} = \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.34)$$

$$Q_{abs} = \dot{m}_{18} (h_{19} - h_{18}) \quad (4.35)$$

Όπου αθροίζονται οι εισροές στον απορροφητή από τον αναμείκτη και το στρόβιλο και αφαιρούνται οι εκροές προς την αντλία.

Χαμηλή εξεργειακή απόδοση $\eta_{ex} = 7.65 \%$ εμφάνισε και ο συμπυκνωτής, λόγω της υψηλής ποιότητας ενέργεια που εισέρχεται σε αυτόν σε σχέση με αυτή που εξέρχεται, καθώς απάγεται μεγάλο μέρος της θερμότητας του ρευστού.

$$Q_{con} = \dot{m}_8 (h_8 - h_9) \quad (4.36)$$

$$Q_{con} = \dot{m}_{22} (h_{23} - h_{22}) \quad (4.37)$$

Όπου σημειώνονται οι εισροές και οι εκροές του συμπυκνωτή.

Αντίθετα, η αντλία παρουσίασε τις λιγότερες απώλειες όπως ήταν αναμενόμενο, με μια συμμετοχή μόλις 0,49 %.

Στον πίνακα 4.1 δίνονται τα συγκεντρωτικά στοιχεία της εξεργειακής και οικονομικής ανάλυσης:

Πίνακας 4.1 : Συγκεντρωτικά εξεργειακά και οικονομικά μεγέθη [83]

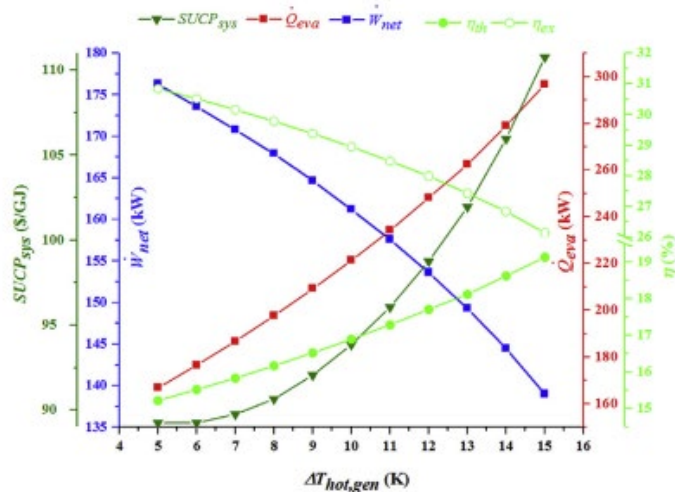
Component	$\dot{E}_{F,k}$ (kW)	$\dot{E}_{P,k}$ (kW)	$\dot{E}_{D,k}$ (kW)	$\eta_{ex,k}$ (%)	$y_{D,k}$ (%)	$\dot{C}_{D,k}$ (\$/yr)	\dot{Z}_k (\$/yr)	f_k (%)	r_k
Separator	444.9	432.3	12.62	97.16	2.933	603.7	0	0	0.0292
Turbine	197.2	176.5	20.73	89.49	4.818	1837	10128	0.8464	2.17
Condenser	53.96	4.133	49.83	7.659	11.58	35565	368.7	0.01026	13.92
Pump	15.25	13.14	2.109	86.17	0.4901	226.6	60.54	0.2108	0.2125
Generator	618.3	539.8	78.56	87.29	18.26	1924	3792	0.6635	0.6066
E.V1	458.1	444.9	13.18	97.12	3.062	612.5	42.34	0.06467	0.03173
E.V2	59.91	55.06	4.847	91.91	1.126	255.8	40.12	0.1356	0.1033
E.V3	68.52	64.71	3.81	94.44	0.8852	193.1	2.226	0.0114	0.05959
Solution heat exchanger	249.9	194	55.91	77.63	12.99	3916	1634	0.2944	0.4643
Evaporator	17.27	6.905	10.36	39.99	2.408	2408	729.3	0.2325	3.584
Mixer	102.5	95.78	6.728	93.44	1.563	373	0	0	0.07024
Absorber	187.4	15.7	171.7	8.379	39.89	101302	1889	0.0183	13.99
Overall system	633.6	183.4	430.3	97.16	–	37154	18686	0.3346	4.805

Ανάλυση παραμέτρων

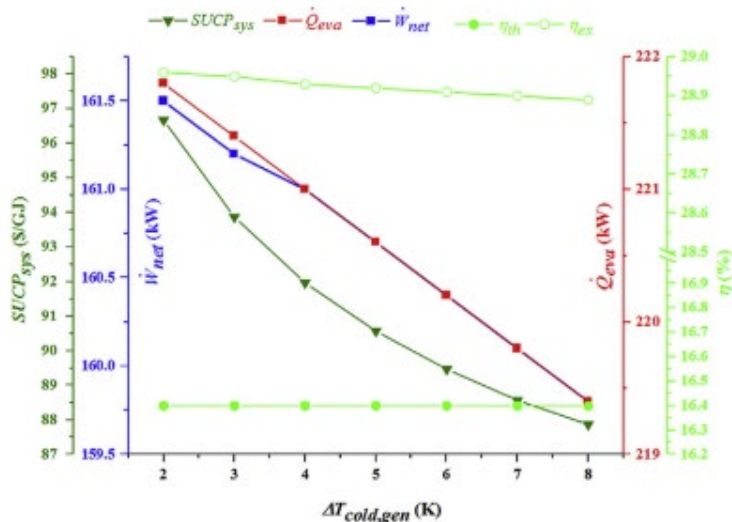
Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η μεταβολή διαφόρων παραμέτρων του συστήματος, ως προς τη σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων. Η κατάλληλη τιμή αυτών μπορεί να οδηγήσει το γεωθερμικό αυτό σύστημα στη μέγιστη εξεργειακή απόδοση.

Αρχικά εξετάστηκε η μεταβολή στις αποδόσεις μέσω της αύξησης της θερμοκρασιακής διαφοράς θερμού και ψυχρού pinch point (Pinch Point Temperature Difference – PPTD) στη γεννήτρια. Ως προς την αύξηση του θερμού σημείου, οδήγησε στη μείωση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος καθώς μειώθηκε η ροή του ρευστού στο στρόβιλο. Αντίθετα, η ψυκτική ισχύς που αποδίδεται απ' το σύστημα φαίνεται να αυξάνεται λόγω της αύξησης της διαφοράς των ενθαλπιών στην είσοδο και την έξοδο του εξατμιστή. Συνολικά η θερμική απόδοση του συστήματος φαίνεται να αυξάνεται, επειδή η αύξηση της ψυκτικής ισχύος υπερیشύει της μείωσης της ηλεκτρικής ισχύος. Αντίστοιχα όμως, η εξεργειακή απόδοση παρουσιάζει μείωση, λόγω της μειωμένης ηλεκτρικής ισχύος.

Από την πλευρά της αύξησης του ψυχρού PPTD, εμφανίζεται μείωση τόσο της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος, όσο και της ψυκτικής ισχύος. Αυτό συνέβη για το λόγο ότι μειώθηκε η ροή του ρευστού αλλά δεν παρουσιάστηκε αλλαγή στις τιμές της ενθαλπίας, στο στρόβιλο και στον ατμοποιητή αντίστοιχα. Τα παραπάνω μεγέθη παρουσιάζουν αντίστοιχη μείωση με το ρυθμό μετάδοσης θερμότητας απ' τη γεννήτρια, επομένως η θερμική απόδοση του συστήματος παραμένει σχετικά σταθερή. Η εξεργειακή απόδοση αντίστοιχα φαίνεται να εμφανίζει μια μικρή πτώση, από τη στιγμή που η πτώση στην παραγόμενη εξέργεια είναι μεγαλύτερη απ' την αντίστοιχη του "καυσίμου". Παρακάτω εμφανίζονται τα σχετικά διαγράμματα:



Σχήμα 4.6 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με τη θερμοκρασιακή διαφορά του θερμού pinch point της γεννήτριας [81]

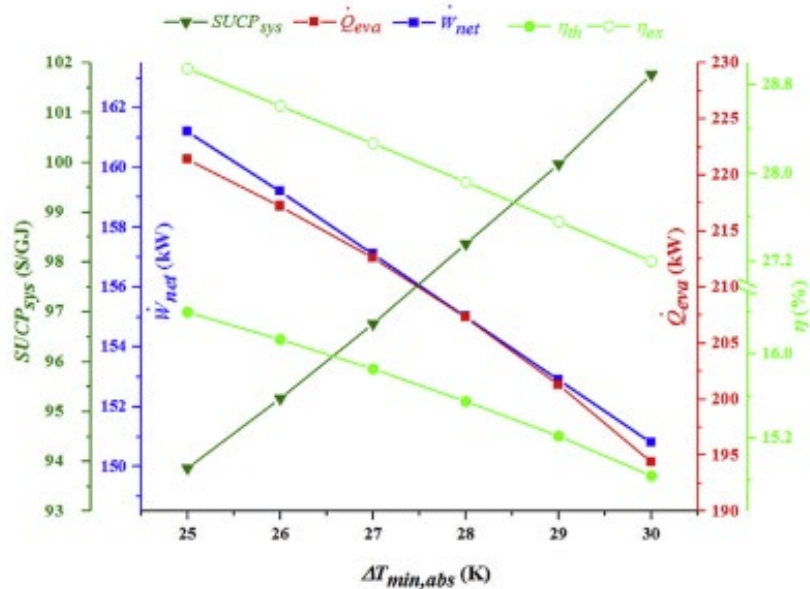


Σχήμα 4.7 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με τη θερμοκρασιακή διαφορά του ψυχρού pinch point της γεννήτριας [81]

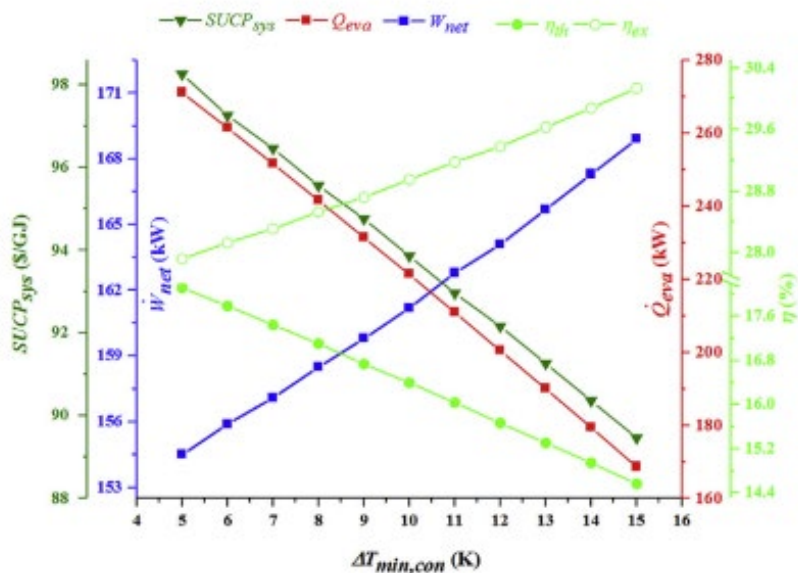
Μια ακόμα παράμετρος που εξετάστηκε, είναι η συμπεριφορά των αποδόσεων του συστήματος σχετικά με την αύξηση της ελάχιστης διαφοράς θερμοκρασίας στον απορροφητή. Προέκυψε ότι αυξάνοντας την παράμετρο αυτή, η ροή μάζας του ρευστού αυξάνεται ενώ οι διαφορές των ενθαλιπών μειώνονται, τόσο στο στρόβιλο όσο και στον ατμοποιητή. Υπερτερεί όμως σα φαινόμενο αυτό των ενθαλιπών, οπότε παρουσιάζεται μειωμένη ηλεκτρική και ψυκτική ισχύ αντίστοιχα. Επομένως η μικρότερη τιμή της παραμέτρου αυτής κρίνεται η καταλληλότερη.

Η αύξηση της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς στο συμπυκνωτή εξετάστηκε αντίστοιχα, δείχνοντας αύξηση στη ροή μάζας στο στρόβιλο αλλά καμία μεταβολή στις τιμές της ενθαλπίας, συνεπώς η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς παρουσίασε αύξηση. Στον ατμοποιητή παρατηρήθηκε μείωση τόσο της ροής μάζας του ρευστού όσο και των τιμών της ενθαλπίας, με αποτέλεσμα τη μείωση της

ψυκτικής ισχύος. Η μείωση αυτή υπερίσχυσε της αυξημένης ηλεκτρικής ισχύος οπότε και η συνολική θερμική απόδοση μειώθηκε. Αντίθετα όμως το συνολικό παραγόμενο έργο του συστήματος παρουσίασε αύξηση, μέσω της ηλεκτρικής ισχύος, όπως και η εξεργειακή απόδοση αυτού. Παρακάτω παρουσιάζονται τα αντίστοιχα διαγράμματα των αποδόσεων:



Σχήμα 4.8 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στον απορροφητή [81]

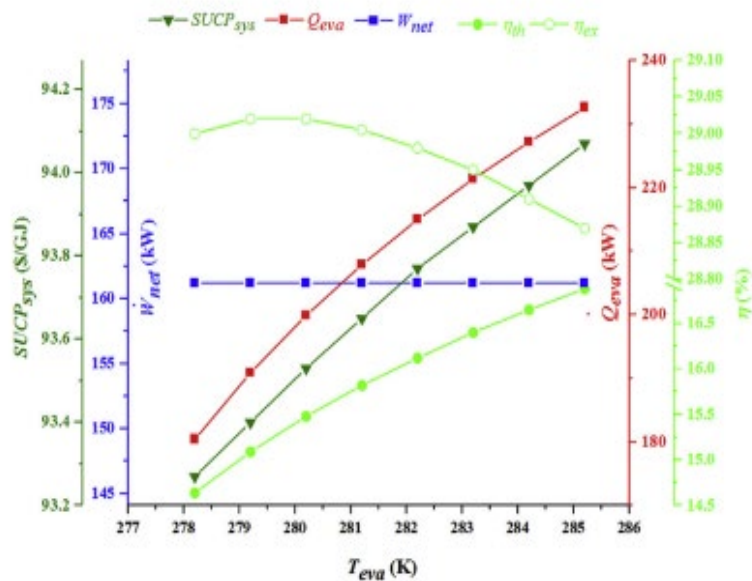


Σχήμα 4.9 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά του συμπυκνωτή [81]

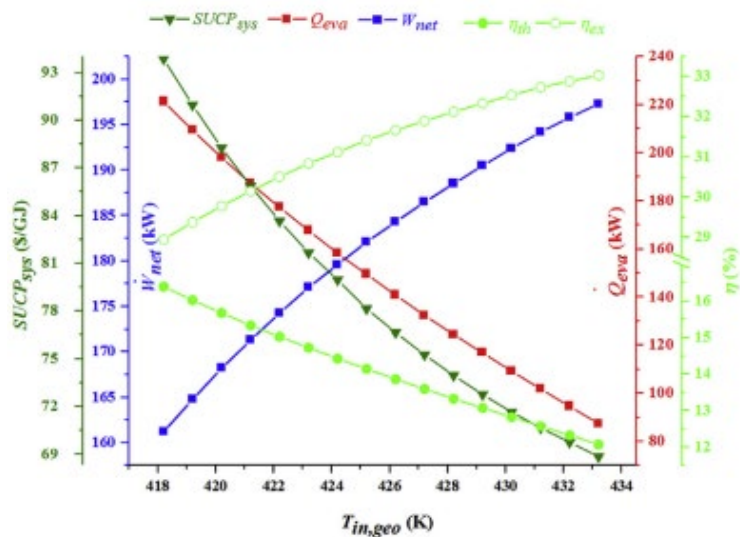
Μια ακόμα παράμετρος που επηρεάζει άμεσα τις αποδόσεις του συστήματος, είναι η θερμοκρασία του ατμοποιητή. Η αύξηση αυτής δεν μεταβάλλει την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ, αυξάνει όμως την ψυκτική ισχύ όπως και τη συνολική θερμική απόδοση. Αντίθετα η εξεργειακή απόδοση εμφανίζεται μειωμένη παρόλο

που η χρήσιμη ενέργεια που εξέρχεται του συστήματος παραμένει σταθερή. Όπως παρατηρείται στα παρακάτω διαγράμματα, η εξεργειακή απόδοση παίρνει τη μέγιστη τιμή της για την ελάχιστη θερμοκρασία του ατμοποιητή.

Τέλος, η αύξηση της θερμοκρασίας του γεωθερμικού ρευστού αυξάνει την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ μέσω της αύξησης της ροής μάζας του ρευστού και της διαφοράς των τιμών των ενθαλιπών στο στρόβιλο. Αντίθετα η ψυκτική ισχύς παρουσιάζει μείωση, άρα και η θερμική απόδοση του συστήματος. Η εξεργειακή απόδοση όμως εμφανίζεται αυξημένη, λόγω της αύξησης της ηλεκτρικής ισχύος, όπως φαίνεται παρακάτω:



Σχήμα 4.10 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία στον ατμοποιητή [81]

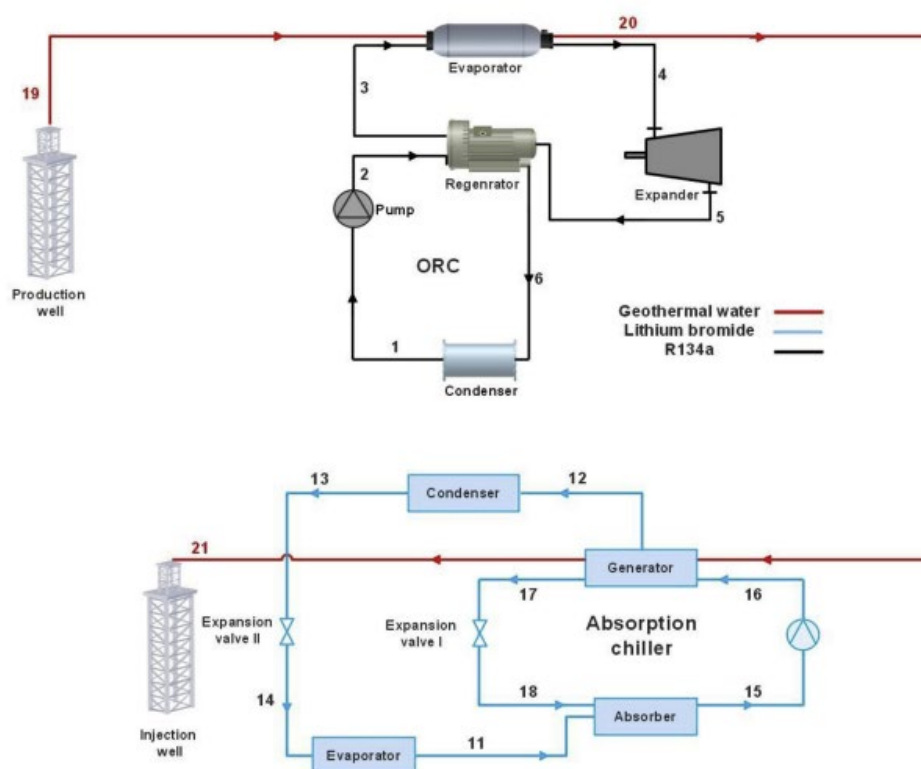


Σχήμα 4.11 : Αποδόσεις και παραγόμενες ισχύες σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία εισόδου του γεωρευστού[81]

Συνοψίζοντας, το προτεινόμενο σύστημα συμπαραγωγής φαίνεται να παράγει κυρίως ψυκτική ισχύ σε σχέση με ηλεκτρική, καθώς ο αντίστοιχος λόγος είναι μεγαλύτερος της μονάδας. Ως προς τις επιμέρους αποδόσεις και κόστη, ο απορροφητής παρουσίασε την μεγαλύτερη εξεργειακή απώλεια, ο στρόβιλος το περισσότερο κόστος λειτουργίας και ο συμπυκνωτής το μεγαλύτερο κόστος λόγω εξεργειακής καταστροφής. Παρατηρούμε επίσης πως η θερμική και εξεργειακή απόδοση ελάχιστες φορές παρουσιάζουν όμοια συμπεριφορά, κάτι που τονίζει τη σημασία της εξεργειακής ανάλυσης ως προς τη βελτιστοποίηση του συστήματος. Η εξεργειακή απόδοση συγκεκριμένα παίρνει τις μέγιστες τιμές της για την ελάχιστη θερμοκρασία στον ατμοποιητή, για την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στον απορροφητή όπως και για τις ελάχιστες θερμοκρασιακές διαφορές θερμού και ψυχρού pinch point στη γεννήτρια. Αντίθετα εμφανίζει αύξηση με τις μέγιστες τιμές των θερμοκρασιακών διαφορών στον συμπυκνωτή και του γεωθερμικού ρευστού.

Σύγκριση με αντίστοιχες εφαρμογές

A) Μια αντίστοιχη εφαρμογή συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης είναι αυτή που μελετήθηκε από τους Ehyaei και Ahmadi (Ehyaei και Ahmadi, 2020) [84] όπου συγκρίθηκαν αποτελέσματα ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης ενός γεωθερμικού συστήματος οργανικού κύκλου Rankine, σε συνδυασμό με ψύκτη απορρόφησης LiBr. Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν σχετίζονται με την πόλη Bandar Abbas του Ιράν. Ακολουθεί η σχετική διάταξη:



Σχήμα 4.12 : Διάταξη κύκλου Rankine σε συνδυασμό με ψύκτη απορρόφησης LiBr [84]

Η ολική ενεργειακή απόδοση του συστήματος, δίνεται απ' τη σχέση 4.38 [84]:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{W}_{net} + Q_e}{\dot{m}_{geo} C_{p,geo} (T_{19} - T_{21})} \quad (4.38)$$

Όπου με \dot{W}_{net} συμβολίζεται η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, Q_e είναι η παραγόμενη ψυκτική ισχύς στον ατμοποιητή, ενώ στον παρονομαστή βρίσκεται η ροή μάζας του γεωρευστού με την αντίστοιχη θερμοχωρητικότητα. Επίσης φαίνεται πως η προσδιδόμενη ενέργεια σχετίζεται άμεσα με τη θερμοκρασιακή διαφορά του ρευστού μεταξύ απορρόφησης και επανέγχυσης του.

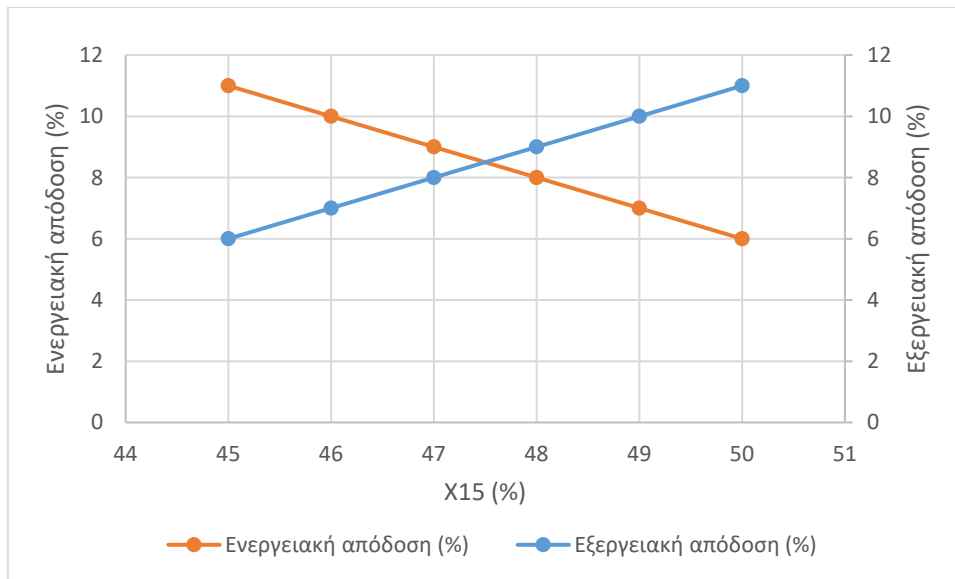
Η ολική εξεργειακή του απόδοση διαμορφώνεται ως εξής [84]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + Q_e \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right)}{\sum_{in} \dot{m}_e - \sum_{out} \dot{m}_e} \quad (4.39)$$

Όπου T_0 είναι η θερμοκρασία αναφοράς, T_E η θερμοκρασία στον ατμοποιητή και \dot{m}_e η ροή μάζας του ρευστού.

Στην σχέση 4.39 φαίνεται η συσχέτιση μεταξύ της θερμοκρασίας στον ατμοποιητή και της εξεργειακής απόδοσης, τα οποία είναι ανάλογα μεγέθη.

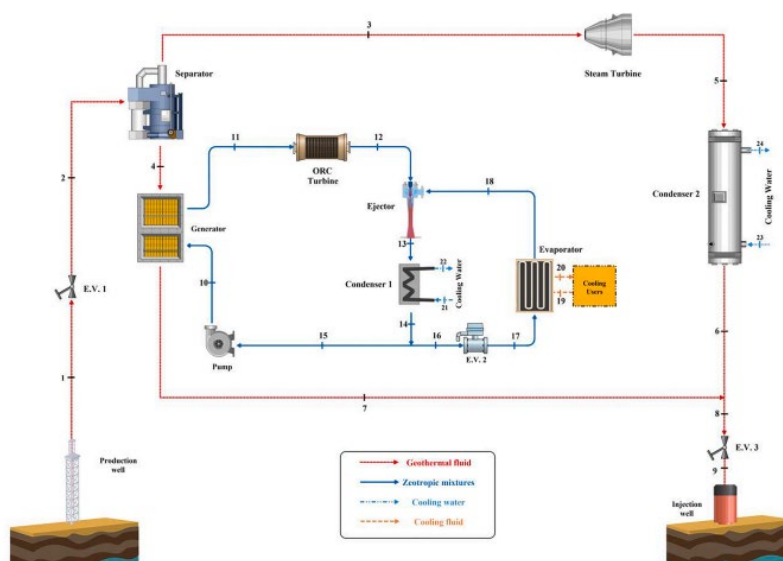
Συγκρίνοντας όλα τα αποτελέσματα ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης, προέκυψε ότι προσθέτοντας τον ψυκτικό κύκλο στον κύκλο Rankine οδηγούμαστε σε αύξηση της ενεργειακής απόδοσης από 9,6 % σε 47,3 %, όπως και σε μείωση όμως της εξεργειακής απόδοσης από 21,4 % σε 4,8 %. Ενεργειακά ήταν αναμενόμενο να υπάρξει αύξηση της απόδοσης καθώς στην ήδη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ, ήρθε να προστεθεί η ψυκτική ισχύς. Εξεργειακά όμως ενώ η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς ισούται με την αντίστοιχη παραγόμενη εξέργεια λόγω αυτής, στην περίπτωση της ψύξης δεν ισχύει το ίδιο. Εκεί υπάρχει εξάρτηση από το λόγο της θερμοκρασίας στον ατμοποιητή T_E προς την θερμοκρασία αναφοράς (περιβάλλοντος) T_0 , όπως φαίνεται και στην παραπάνω σχέση. Μια παράμετρος που εξετάστηκε και η αύξηση της οποίας εμφάνισε μεταβολές στις αποδόσεις του συστήματος, είναι η περιεκτικότητα σε LiBr της γεννήτριας. Συγκεκριμένα η αύξηση της οδηγεί σε μείωση της ενεργειακής απόδοσης λόγω της μειωμένης θερμοκρασίας επανέγχυσης του γεωθερμικού ρευστού. Αντίθετα όμως οδηγεί και σε αύξηση της εξεργειακής απόδοσης, όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα:



Σχήμα 4.13 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις με βάση την περιεκτικότητα σε LiBr της γεννήτριας[84]

Η αντίστοιχη εξεργοοικονομική ανάλυση, έδειξε πως η προσθήκη του ψύκτη απορρόφησης, μείωσε το κόστος παραγόμενης ενέργειας από 0,0552 \$ / kWh σε 0,0028 \$/kWh , καθώς για την ίδια αρχική γεωθερμική ενέργεια παράχθηκε επιπλέον ψυκτική ισχύς.

Β) Μια ακόμα ενδιαφέρουσα μελέτη σχετικά με ένα συνδυαστικό σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-ψύξης, είναι αυτή του Wang (Wang et al, 2021) [85]. Εκεί συγκρίθηκαν οι αποδόσεις του υποσυστήματος το οποίο αποτελείται από έναν οργανικό κύκλο Rankine μαζί με έναν κύκλο ψύξης, με τις ολικές αποδόσεις του συστήματος. Πρόσθετα έγινε ανάλυση κρίσιμων παραμέτρων και συσχέτιση τους με τις ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις. Στο υποσύστημα αυτό χρησιμοποιήθηκε σαν εργαζόμενο ρευστό μια μίξη πεντανίου-βουτανίου. Η σχετική διάταξη απεικονίζεται στο σχήμα 4.14 :



Σχήμα 4.14 : Συνδυαστικό flash-binary γεωθερμικό σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης[85]

Η ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση του υποσυστήματος ORC-ERC δίνεται απ' τις σχέσεις [85]:

$$\eta_{I,ORC-ERC} = \frac{\dot{W}_{orc-erc,tur} + Q_{cooling} - \dot{W}_{pump}}{\dot{m}_4 (h_4 - h_7)} \quad (4.40)$$

Όπου $\dot{W}_{orc-erc,tur}$ είναι το παραγόμενο έργο στο στρόβιλο, $Q_{cooling}$ είναι η παραγόμενη ψυκτική ισχύς και \dot{W}_{pump} είναι το έργο που καταναλώνεται απ' την αντλία.

Αντίστοιχα, οι ολικές αποδόσεις του συστήματος υπολογίστηκαν ως εξής [85] :

$$\eta_{I,total} = \frac{\dot{W}_{net} + Q_{cooling}}{\dot{m}_1 (h_1 - h_9)} \quad (4.41)$$

$$\eta_{II,total} = \frac{\dot{W}_{net} + Q_{eva} \left(1 - \frac{T_{eva}}{T_0}\right)}{\sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out}} \quad (4.42)$$

όπου $Q_{cooling}$ είναι η παραγόμενη ψυκτική ισχύς, Q_{eva} είναι η παραγόμενη ισχύς στον ατμοποιητή, T_{eva} είναι η θερμοκρασία στον ατμοποιητή, T_0 είναι η θερμοκρασία αναφοράς.

Όπου η συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς ισούται με [85] :

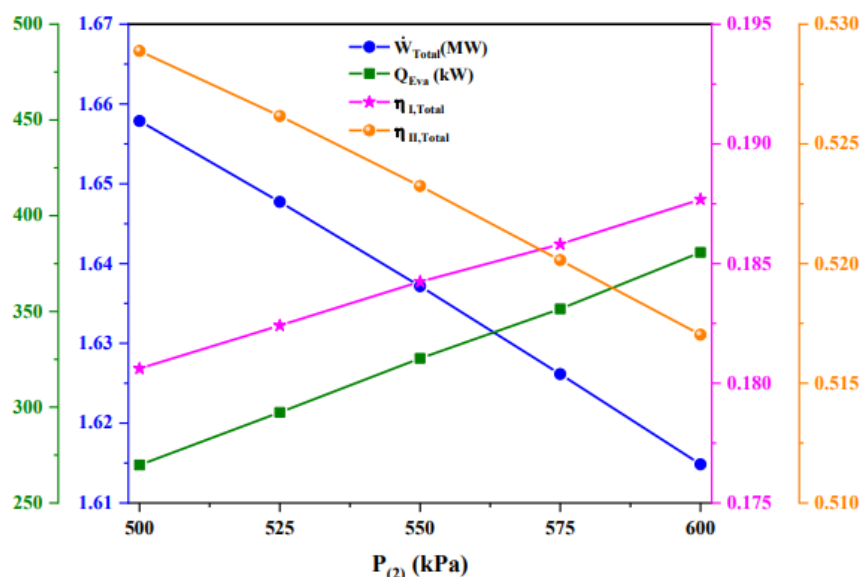
$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{steam,tur} + \dot{W}_{ORC-ERC,tur} - \dot{W}_{pump} \quad (4.43)$$

Όπου $\dot{W}_{steam,tur}$ είναι η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς απ' το στρόβιλο, $\dot{W}_{ORC-ERC,tur}$ είναι η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς του αντίστοιχου κύκλου.

Συγκρίνοντας τις ενεργειακές αποδόσεις του υποσυστήματος (12,22 %) με αυτές και του ολικού συστήματος (18,42%), παρατηρείται μικρή απόκλιση όπως αναμενόταν. Περνώντας στις εξεργειακές αποδόσεις όμως το ολικό σύστημα (52,32 %) εμφάνισε αρκετά μεγαλύτερη τιμή απ' το υποσύστημα (18,99 %). Αυτό οφείλεται στην πολύ μεγαλύτερη ηλεκτρική ισχύ ίση με 1,63 MW που παρήγαγε συνολικά η διάταξη, σε αντίθεση με μόλις 187,27 KW που παρήγαγαν οι κύκλοι ORC-ERC. Στο σημείο αυτό γίνεται εμφανής ακόμα μια φορά η ιδιότητα της ηλεκτρικής ενέργειας να μετατρέπεται σε εξέργεια με ελάχιστες απώλειες. Μια επιπλέον αιτία για αυτό αποτελεί η μεγάλη εξεργειακή καταστροφή στον αναμείκτη και στη γεννήτρια.

Στην ανάλυση των παραμέτρων που επηρεάζουν τις αποδόσεις του συστήματος όπως η θερμοκρασία συμπύκνωσης και τη θερμοκρασιακή διαφορά του pinch point στη γεννήτρια, ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση εμφάνισαν αντίστοιχες τάσεις. Δεν ισχύει όμως το ίδιο στην περίπτωση της πίεσης του διαχωριστή, καθώς με την αύξηση της παρουσιάζεται μείωση της ολικής εξεργειακής απόδοσης. Αυτό συμβαίνει λόγω της μείωσης της ροής του ατμού στο στρόβιλο και συνεπώς της μειωμένης ηλεκτρικής ισχύος. Αντίθετα η ενεργειακή απόδοση εμφάνισε αυξητική τάση, εξ' αιτίας της αυξημένης ροής κορεσμένου υγρού στο υποσύστημα η οποία και

οδήγησε σε μεγαλύτερες τιμές παραγόμενης ψυκτικής ισχύος. Παρακάτω απεικονίζεται το αντίστοιχο διάγραμμα:



Σχήμα 4.15 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με την πίεση στο διαχωριστή[85]

Συμπέρασμα

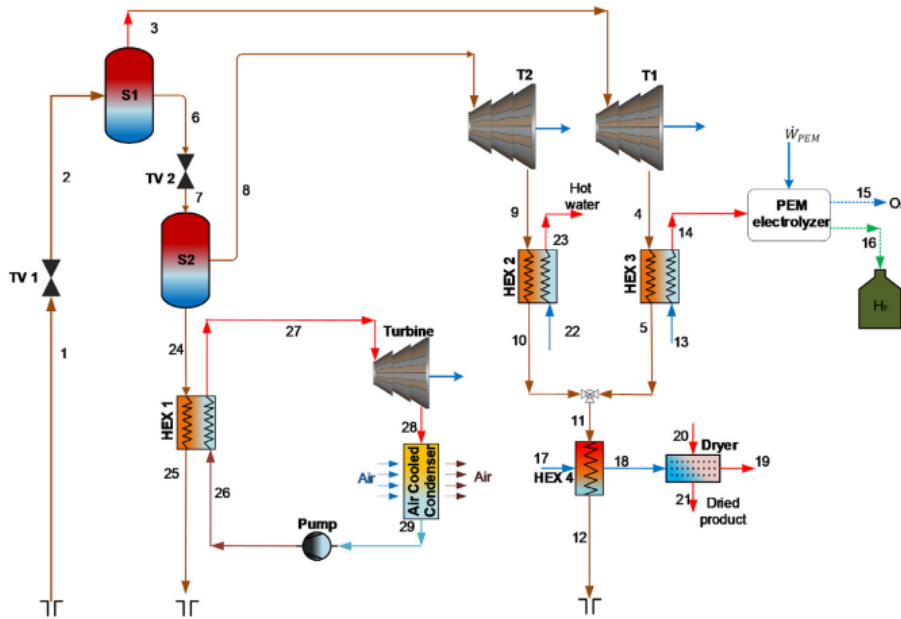
Στις εφαρμογές που εξετάστηκαν έγινε προφανές πως στη μετάβαση από ένα απλό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής σε ένα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-ψύξης, η ενεργειακή απόδοση αυξάνεται ενώ η εξεργειακή απόδοση εμφάνισε πτώση, κυρίως λόγω των επί μέρους απωλειών των μερών που προστέθηκαν. Τα σημεία με τις μεγαλύτερες εξεργειακές απώλειες ήταν ο απορροφητής και ο αναμείκτης, στις αντίστοιχες εφαρμογές. Επίσης τονίστηκε η πολύ μεγάλη βαρύτητα της ηλεκτροπαραγωγής στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης μιας διάταξης συμπαραγωγής, όπως φάνηκε απ'την τελευταία εφαρμογή, όπου η εξεργειακή απόδοση του ολικού συστήματος ήταν πολλαπλάσια απ'του υποσυστήματος λόγω πολλαπλάσιας παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Εντοπίστηκαν παράμετροι η μεταβολή των οποίων επηρεάζει διαφορετικά την ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση της εκάστοτε διάταξης, όπως οι θερμοκρασίες στον ατμοποιητή, της εισόδου του γεωθερμικού ρευστού, η πίεση στο διαχωριστή κ.α. Τέλος, η εξεργονομική ανάλυση έδειξε πως το μεγαλύτερο κόστος επένδυσης προκύπτει απ'το στρόβιλο και τη γεννήτρια ενώ ο απορροφητής και ο συμπυκνωτής σχετίζονται με τα μεγαλύτερα κόστη λόγω εξεργειακών απωλειών. Το συνολικό κόστος ανά μονάδα παραγόμενης ενέργειας φαίνεται να μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασιακής διαφοράς του ψυχρού pinch point της γεννήτριας, με την αύξηση της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς στο συμπυκνωτή και με την αύξηση της θερμοκρασίας του γεωθερμικού ρευστού. Αντίθετα δείχνει αυξητική τάση, όσο αυξάνεται η θερμοκρασιακή διαφορά του θερμού pinch point της γεννήτριας, η θερμοκρασία στον ατμοποιητή και η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στον απορροφητή.

4.3.2 ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΟΛΛΑΠΛΗΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

Στα πλαίσια της περιβαλλοντικής κρίσης και της εξοικονόμησης ενέργειας, ιδιαίτερο ενδιαφέρον φαίνεται να παρουσιάζει η εξεργειακή ανάλυση στη μελέτη διατάξεων πολλαπλής παραγωγής. Η παραπάνω οπτική καταλήγει να είναι εξαιρετικά χρήσιμη καθώς και για το ίδιο ποσό εισερχόμενης στο σύστημα ενέργειας, κατορθώνουμε να έχουμε παραπάνω από τις δύο μορφές χρήσιμης ενέργειας που αποδίδει ένα απλό σύστημα συμπαραγωγής. Ένα τέτοιο γεωθερμικό σύστημα μπορεί εξίσου να προσφέρει θερμική και ψυκτική ισχύ, πέρα από την αναμενόμενη ηλεκτροπαραγωγή. Τα συστήματα πολλαπλής παραγωγής είναι ικανά να συνδυάσουν και επιπλέον εφαρμογές όπως π.χ η παραγωγή υδρογόνου, διατάξεις ξήρανσης κ.α

Σχετικές μελέτες πάνω στο αντικείμενο, έχουν καταλήξει σε χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με τη συνεισφορά της εξεργειακής ανάλυσης στη βελτιστοποίηση γεωθερμικών διατάξεων πολλαπλής παραγωγής. Οι Ozturk και Dincer (Ozturk και Dincer, 2021) [86] μελέτησαν τις αποδόσεις ενός γεωθερμικού συστήματος σε συνδυασμό με έναν ηλεκτρολύτη, ένα θάλαμο καύσης και μια αναμεικτική μονάδα. Ο Tukenmez (Tukenmez et al, 2020) [87] εξέτασε τις μεταβολές των αποδόσεων βάσει των παραμέτρων μιας διάταξης παραγωγής θερμού νερού και υγρού υδρογόνου. Ο Coskun (Coskun et al, 2011) [88] μελέτησε 7 διαφορετικές παραλλαγές ενός γεωθερμικού συστήματος πολυπαραγωγής με σκοπό να καταλήξει στις κατάλληλες για τη θερινή και χειμερινή περίοδο. Ο Yilmaz (Yilmaz et al, 2014) [89] ερεύνησε τις αποδόσεις ενός συστήματος οργανικού κύκλου Rankine μαζί με παραγωγή υδρογόνου. Οι Du και Dai (Du και Dai, 2018) [90] κατέληξαν πως οι αποδόσεις ενός συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης, αυξάνονται όταν επίσης αυξηθεί η ροή μάζας και η θερμοκρασία του νερού.

A) Μια ενδιαφέρουσα μελέτη πάνω στα γεωθερμικά συστήματα πολλαπλής παραγωγής, είναι αυτή των Yilmaz και Ozturk (Yilmaz και Ozturk, 2021) [91]. Μελέτησαν ένα σύστημα διπλού κύκλου παραγωγής ηλεκτρισμού, θερμότητας και υδρογόνου, που πραγματοποιεί επίσης και ξήρανση και λειτουργεί με κύκλο διπλής συμπίεσης. Σκοπός της έρευνας είναι η σύγκριση της συγκεκριμένης διάταξης με ένα απλό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής, όπως επίσης και ο υπολογισμός των εξεργειακών απωλειών και το που αυτές εντοπίζονται. Η διάταξη αποτελείται από δυο ατμοστροβίλους, ένα διακρίσιμο κύκλο Rankine με διοξείδιο του άνθρακα, έναν ηλεκτρολύτη ανταλλαγής πρωτονίων (PEM), ένα θερμοσίφωνα για τη θέρμανση νερού καθώς και από ένα ξηρανή. Το εν λόγω σύστημα απεικονίζεται στο σχήμα 4.16:



Σχήμα 4.16 :Διάταξη πολλαπλής παραγωγής κύκλου διπλής συμπίεσης σε συνδυασμό με δυαδικό κύκλο[91]

Η ολική ενεργειακή απόδοση του συστήματος,δίνεται απ'τη σχέση 4.44 [91] :

$$\eta_{en,sys} = \frac{\dot{W}_{net,sys} + (\dot{m}_{16} LHV_{h_2}) + (\dot{m}_{23} h_{23} - \dot{m}_{22} h_{22}) + (\dot{m}_{21} h_{21})}{(\dot{m}_1 h_1) - (\dot{m}_{25} h_{25} + \dot{m}_{12} h_{12})} \quad (4.44)$$

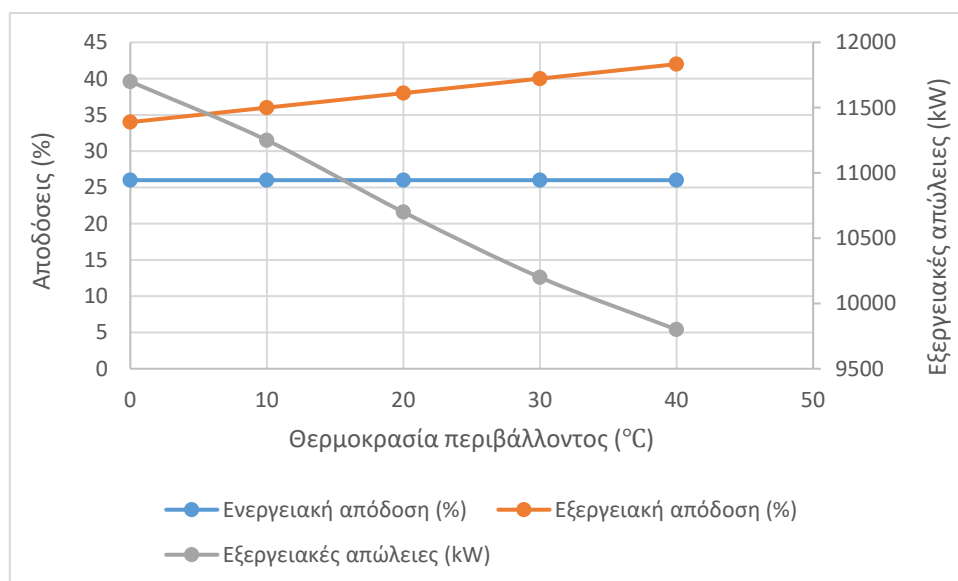
Όπου με LHV συμβολίζεται η κατώτερη θερμογόνοος δύναμη του υδρογόνου, $\dot{W}_{net,sys}$ είναι η ολική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, ενώ στον αριθμητή παρατηρούμε ότι αθροίζονται οι χρήσιμες εκροές του συστήματος όπως η ηλεκτρική ισχύς, το υδρογόνο, η θερμική ισχύς στον εναλλάκτη και η αντίστοιχη στον ξηραντή. Στον παρονομαστή αφαιρείται από την θερμική ισχύ που εισέρχεται στο σύστημα, αυτή της επανέγχυσης.

Η εξεργειακή απόδοση του συστήματος,δίνεται αντίστοιχα ακολούθως [91]:

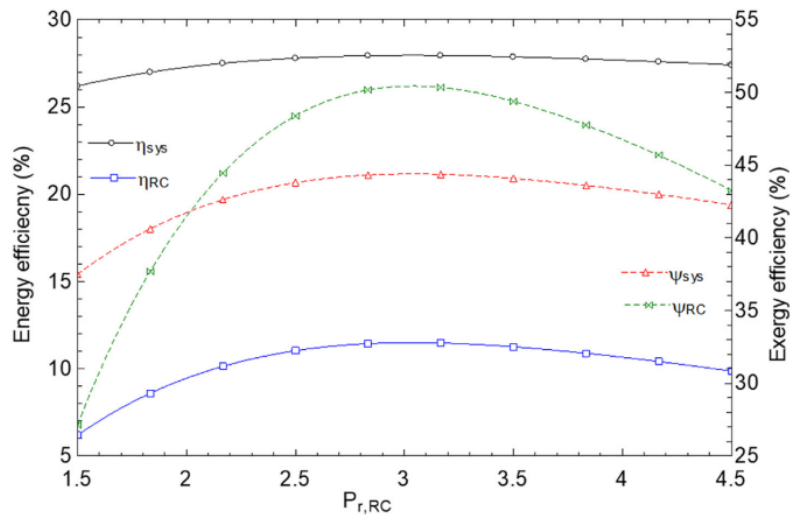
$$\eta_{ex,sys} = \frac{\dot{W}_{net,sys} + (\dot{m}_{16} e_{x,h_2}) + (\dot{m}_{23} e_{23} - \dot{m}_{22} e_{x22}) + (\dot{m}_{21} e_{x21})}{(\dot{m}_1 e_{x1}) - (\dot{m}_{25} e_{x25} + \dot{m}_{12} e_{x12})} \quad (4.45)$$

Όπου $\dot{W}_{net,sys}$ είναι η ολική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, ενώ στον αριθμητή παρατηρούμε ότι αθροίζονται οι χρήσιμες εκροές εξέργειας του συστήματος όπως η ηλεκτρική ισχύς, το υδρογόνο, η θερμική ισχύς στον εναλλάκτη και η αντίστοιχη στον ξηραντή. Στον παρονομαστή αφαιρείται από την ολική εξέργειακη ροή που εισέρχεται στο σύστημα, αυτή της επανέγχυσης.

Η συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς απ΄τους δύο ατμοστροβίλους είναι 4538 kW , ενώ η ηλεκτρική ισχύς που αποδίδεται απ΄τον κύκλο Rankine ανέρχεται στα 1617 kW. Η θερμική ισχύς στο θερμοσίφωνα φαίνεται να φτάνει τα 10,19 MW ενώ η αντίστοιχη ισχύς που αποδίδεται για ζήρανση είναι στα 616,6 kW. Τέλος, η ποσότητα του παραγόμενου υδρογόνου ανέρχεται στα 0,0068 kg/s. Ενδιαφέρον παρουσιάζει η σύγκριση ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων των υποσυστημάτων της διάταξης. Συγκεκριμένα ο ξηραντής παρουσίασε ενεργειακό βαθμό απόδοσης 58,90 % και εξεργειακό ίσο με 46,06 %. Αντίστοιχα η ενεργειακή απόδοση του θερμοσίφωνα έφτασε το 80 %, με την εξεργειακή όμως να μην ξεπερνάει το 28,39 %. Τα αντίστοιχα νούμερα για τον κύκλο Rankine φτάνουν τα 6,18 % και 27,14 % αντίστοιχα. Τέλος, η ολική ενεργειακή απόδοση του συστήματος ανέρχεται σε 26,2 % ενώ η αντίστοιχη εξεργειακή σε 37,49 %. Επιβεβαιώνεται λοιπόν από τα παραπάνω νούμερα η μεγαλύτερη (της αντίστοιχης ενεργειακής τους) εξεργειακή απόδοση που έχουν τα υποσυστήματα τα οποία σχετίζονται με την ηλεκτροπαραγωγή, σε σχέση με αυτά που έχουν να κάνουν με την παραγωγή θερμικής ισχύος. Οι παράμετροι του συστήματος που παρουσίασαν το μεγαλύτερο ενδιαφέρον είναι αρχικά η μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Με την αύξηση της τιμής της παραμέτρου αυτής, μειώνεται η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ θερμοκρασιών περιβάλλοντος και λειτουργίας της διάταξης κάτι που οδηγεί σε μείωση των εξεργειακών απωλειών , άρα και σε αυξημένη εξεργειακή απόδοση. Αντιθέτως, η ενεργειακή απόδοση δεν επηρεάζεται αντίστοιχα καθώς παραμένει σταθερή.



Σχήμα 4.17 : Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος[91] Πρόσθετα, η αύξηση του λόγου συμπίεσης της αντλίας στον κύκλο Rankine σε μια τιμή ίση με 3,2 , φαίνεται να μεγιστοποιεί την εξεργειακή απόδοση του κύκλου σε αντίθεση με την ενεργειακή που έχει πιο ομαλή μεταβολή. Αυτό συμβαίνει διότι μετά την τιμή αυτή αυξάνεται το έργο που καταναλώνει η ίδια η αντλία, επομένως η εξεργειακή απόδοση μειώνεται. Οι παραπάνω μεταβολές απεικονίζονται στα ακόλουθα διαγράμματα:

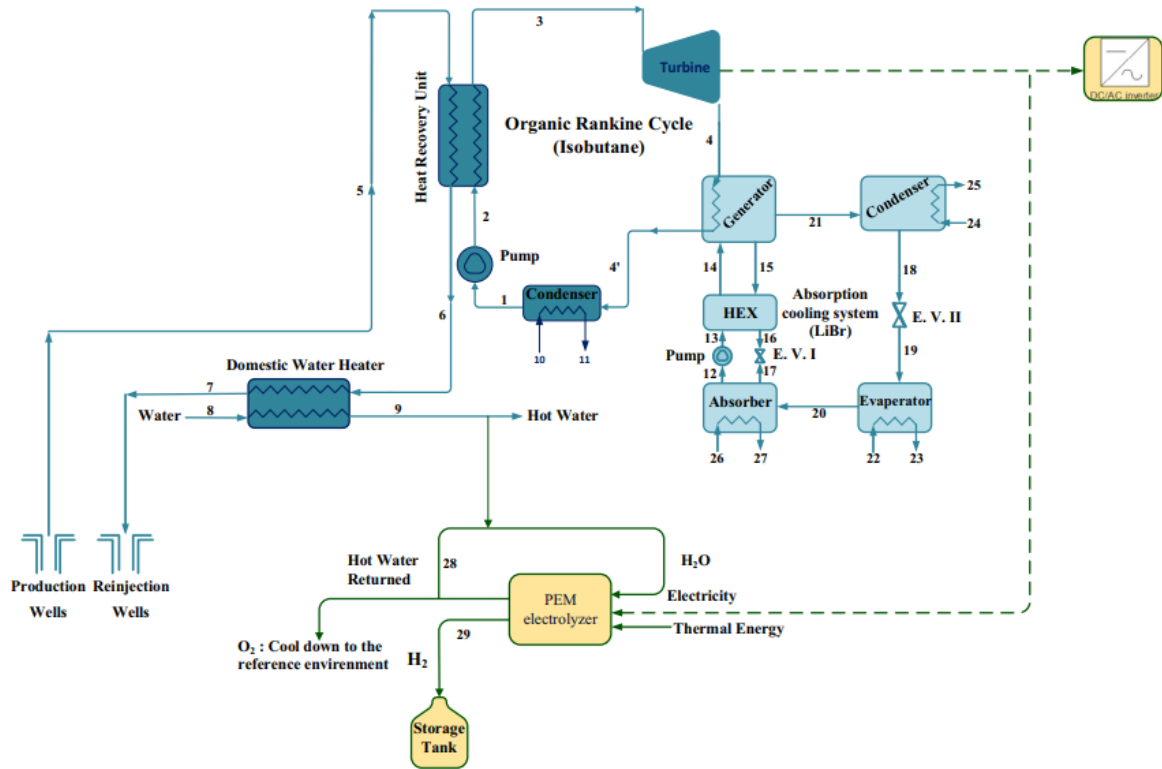


Σχήμα 4.18: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με το λόγο συμπίεσης της αντλίας στον κύκλο Rankine [91]

Η μεγαλύτερη εξεργειακή απώλεια στο σύστημα εντοπίστηκε στους εναλλάκτες θερμότητας και συγκεκριμένα στον εναλλάκτη του κύκλου Rankine, κάτι που οφείλεται στο CO_2 .

Τέλος, από τη σύγκριση που προέκυψε μεταξύ της διάταξης με ένα απλό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής οδηγούμαστε στο συμπέρασμα ότι με την πολλαπλή παραγωγή επιτυγχάνεται αύξηση τόσο στην ενεργειακή, όσο και στην εξεργειακή απόδοση. Συγκεκριμένα ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης αυξήθηκε από 7,22 % σε 26,2 %, ενώ ο αντίστοιχος εξεργειακός από 28,51 % σε 37,49 %.

Β) Μια ακόμα μελέτη που εξετάζει τις διακυμάνσεις στις ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σχετικά με τις μεταβολές παραμέτρων ενός γεωθερμικού συστήματος πολλαπλής παραγωγής, παρουσίασαν οι Akrami και Khazaee (Akrami και Khazaee, 2018)[92]. Συγκεκριμένα η διάταξη αποδίδει ηλεκτρισμό, θερμό νερό, ψυκτική ισχύ και υδρογόνο, όπου με βάση τα παραπάνω εκτιμήθηκαν τα υποσυστήματα που παρουσίασαν τις μεγαλύτερες εξεργειακές απώλειες. Το σύστημα αποτελείται από έναν οργανικό κύκλο Rankine που λειτουργεί με ισοβουτάνιο σαν δευτερεύον ρευστό, ένα θερμοσίφωνα, έναν ψυκτικό κύκλο απορρόφησης (LiBr) και τέλος έναν ηλεκτρολύτη ανταλλαγής πρωτονίων (PEM), όπως απεικονίζεται στο σχήμα 4.19:



Σχήμα 4.19: Διάταξη πολλαπλής παραγωγής ηλεκτρισμού, θερμότητας, ψύξης και υδρογόνου [92]

Η ολική ενεργειακή απόδοση του συστήματος, υπολογίστηκε ως εξής [92]:

$$\eta_{en,tot} = \frac{\dot{m}_{29} HHV_{H_2} + \dot{W}_{net} + Q_{dwh} + Q_{cooling}}{\dot{m}_5 h_5} \quad (4.46)$$

Όπου στον αριθμητή αθροίζονται οι χρήσιμες ισχύες που αποδίδονται απ' το σύστημα, με HHV_{H_2} την ανώτερη θερμογόνο δύναμη του υδρογόνου, \dot{W}_{net} την χρήσιμη ηλεκτρική ισχύ, Q_{DWH} τη θερμική ισχύ που αποδίδει ο θερμοσίφωνας και $Q_{cooling}$ την ψυκτική ισχύ που προκύπτει απ' τον ψυκτικό κύκλο. Τέλος το γινόμενο του παρονομαστή ισούται με την ενέργεια που προσδίδει αρχικά στο σύστημα το γεωθερμικό ρευστό.

Η ολική εξεργειακή απόδοση της διάταξης, ισούται με την σχέση 4.47 [92]:

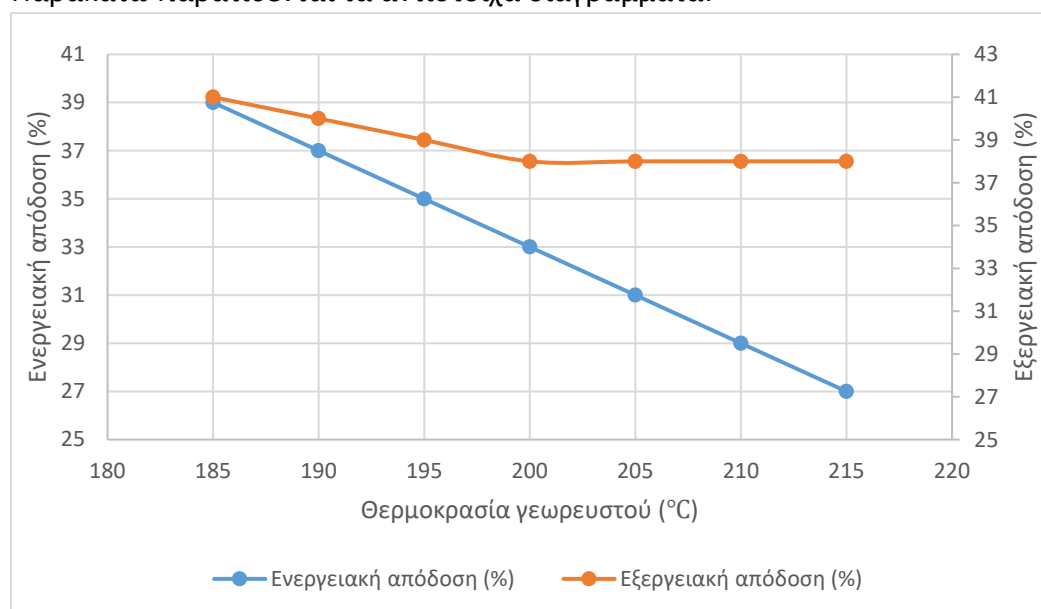
$$\eta_{en,tot} = \frac{\dot{E}_{x29} + \dot{W}_{net} + \dot{E}_{x9} + \dot{E}_{x8} + \dot{E}_{x23} + \dot{E}_{x22}}{\dot{E}_{x5}} \quad (4.47)$$

Όπου \dot{E}_{x29} είναι η εξέργεια που αποδίδεται στο παραγόμενο υδρογόνο, \dot{W}_{net} η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, \dot{E}_{x9} η εξέργεια της παραγόμενης θερμικής ισχύος, \dot{E}_{x8} η εξέργεια του νερού πριν τον εναλλάκτη, \dot{E}_{x23} η εξέργεια που αποδίδεται απ' τον

εξατμιστή, \dot{E}_{x22} η εξέργεια που προσδίδεται στον ατμοποιητή και τέλος \dot{E}_{x5} η αρχική εξέργεια του γεωρευστού που προσδίδεται στο σύστημα.

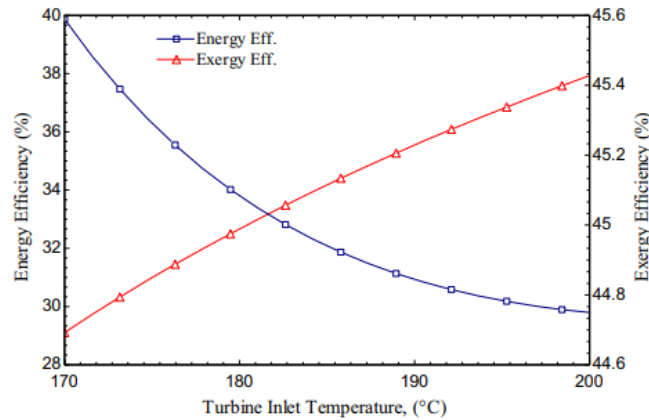
Μια παράμετρος η αύξηση της οποίας παρουσίασε ενδιαφέροντα αποτελέσματα μεταξύ ενεργειακής και εξεργειακής απόδοσης, είναι η θερμοκρασία της γεωθερμικής άλμης. Η αύξηση της τιμής της “έδειξε” μια σταθερά πτωτική πορεία στην ενεργειακή απόδοση του συστήματος, δεν ισχύει όμως το ίδιο για την εξεργειακή απόδοση. Εκεί υπήρξε μια πτωτική πορεία μέχρι τους 205 °C, όπου και άρχισε να ανεβαίνει η τιμή της. Συγκεκριμένα η μείωση των τιμών της παραγόμενης ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος θα υπερκαλύψει την αύξηση της παραγόμενης θερμικής ισχύος, κάτι που θα οδηγήσει σε μειωμένη ενεργειακή απόδοση. Σχετικά με την εξεργειακή απόδοση τώρα, μετά τη θερμοκρασία που προαναφέρθηκε η χρήσιμη ροή εξέργειας ξεπερνά αυτήν που καταναλώνεται στη γεννήτρια, κάτι που οδηγεί σε μείωση της εξεργειακών απωλειών και αύξηση της απόδοσης.

Παρακάτω παρατίθενται τα αντίστοιχα διαγράμματα:



Σχήμα 4.20: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία εισόδου του γεωρευστού[92]

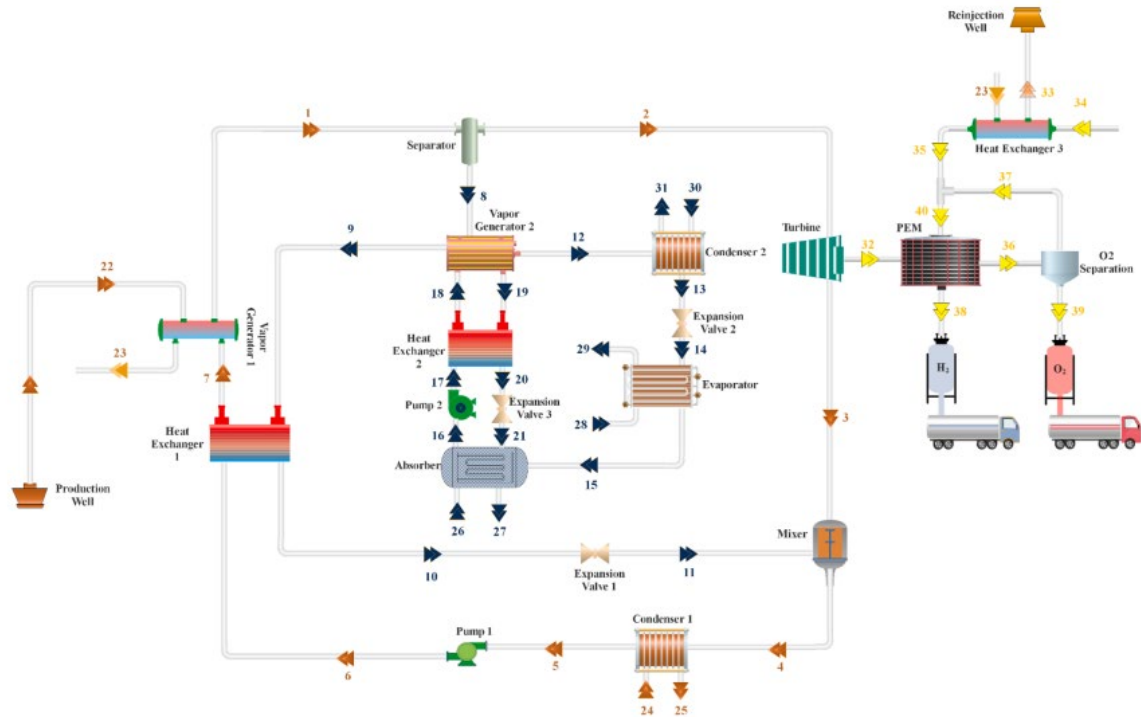
Η θερμοκρασία εισόδου του ατμού στο στρόβιλο, είναι μια παράμετρος η οποία επίσης μελετήθηκε. Συγκεκριμένα η αύξηση της τιμής της από 170 °C σε 200 °C, οδήγησε σε αύξηση της ενεργειακής απόδοσης κατά 18,82 %, αλλά και σε μικρή μείωση της εξεργειακής κατά 0,84%. Η αύξηση της ενεργειακής απόδοσης οφείλεται στην αυξημένη ροή μάζας στον ατμοποιητή, κάτι που αύξησε αντίστοιχα την παραγόμενη ψυκτική ισχύ. Αντίθετα η εξεργειακή απόδοση μειώθηκε λόγω της μειωμένης ηλεκτρικής ισχύος, κάτι που προέκυψε απ’τη μειωμένη ροή μάζας του οργανικού ρευστού. Παρακάτω ακολουθούν τα αντίστοιχα διαγράμματα:



Σχήμα 4.21: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία εισόδου του ατμού στο στρόβιλο[92]

Τέλος, υπολογίστηκαν τα σημεία του συστήματος με τις μεγαλύτερες εξεργειακές απώλειες τα οποία και εμφανίζονται κυρίως στον κύκλο Rankine. Πρώτη έρχεται η γεννήτρια ατμού (ανάκτησης θερμότητας) όπου συμμετέχει στις συνολικές απώλειες με 34,9 % , δεύτερος έρχεται ο στρόβιλος με 17,92 % και τρίτος ο συμπυκνωτής με 15,51 %.

Γ) Οι Azariyan και Vajdi (Azariyan και Vajdi, 2021) [93] μελέτησαν τις μεταβολές στις ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις ενός συστήματος πολλαπλής παραγωγής, ηλεκτρισμού, ψυκτικής ισχύος και υδρογόνου. Επίσης υπολόγισαν κάποια οικονομικά μεγέθη σχετικά με τις διάφορες παραγόμενες μορφές ενέργειας. Η εν λόγω διάταξη αποτελείται από έναν κύκλο Kalina σε συνδυασμό με ένα ψυκτικό κύκλο απορρόφησης και μια μεμβράνη ανταλλαγής πρωτονίων (PEM), όπως φαίνεται στο σχήμα 4.22:



Σχήμα 4.22: Διάταξη πολλαπλής παραγωγής κύκλου Kalina σε συνδυασμό με κύκλο απορρόφησης και μεμβράνη ανταλλαγής πρωτονίων [93]

Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος, δίνεται απ'τη σχέση 4.48 [93]:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net} + Q_{eva} + \dot{m}_{38} LHV_{H_2}}{Q_{geo} + Q_{he3}} \quad (4.48)$$

Όπου σαν χρήσιμη ενέργεια που αποδίδεται θεωρήθηκε το άθροισμα της ηλεκτρικής ισχύος \dot{W}_{net} , της ψυκτικής ισχύος από τον ατμοποιητή Q_{eva} και της χημικής ενέργειας του υδρογόνου. Στον παρονομαστή παρατηρούμε ότι προστίθεται και η θερμική ενέργεια Q_{he3} που ανακτάται στον αντίστοιχο εναλλάκτη θερμότητας.

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης, δίνεται αντίστοιχα απ'τη σχέση 4.49 [93] :

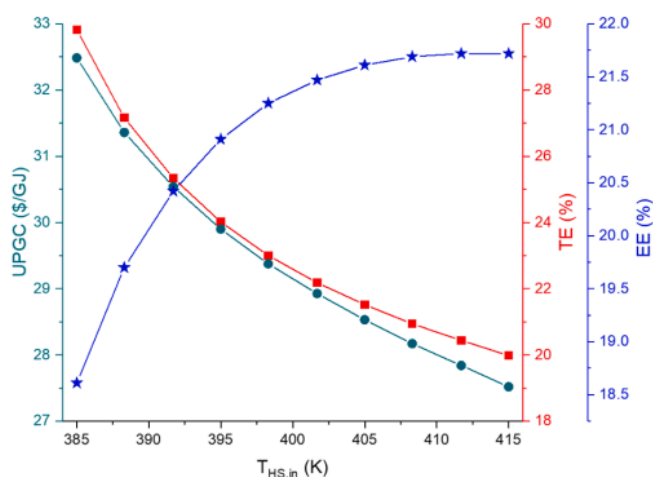
$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_p + \dot{E}_{38}}{\dot{E}_{22} - \dot{E}_{33}} \quad (4.49)$$

Όπου \dot{W}_{net} είναι η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, \dot{E}_p η χρήσιμη ψυκτική εξέργεια στον εξατμιστή, \dot{E}_{38} η χρήσιμη εξέργεια του υδρογόνου, \dot{E}_{22} η αρχική εξέργεια του γεωρευτού και \dot{E}_{33} η εξέργεια επανένγχυσης.

Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος υπολογίστηκε ίσος με 22,28 % με τον εξεργειακό να ακολουθεί πολύ κοντά στο 21,37 %, ενώ το κόστος ανά μονάδα

παραγόμενης ενέργειας βρέθηκε να είναι στα 29,29 \$/GJ. Η παραγόμενη ψυκτική ισχύς ανέρχεται στα 258,6 kW, η ηλεκτρική ισχύς φτάνει τα 80,11 kW ενώ ο ρυθμός παραγωγής του υδρογόνου είναι ίσος με 1,27 kg/h. Είναι προφανές λοιπόν πως η ηλεκτρική ισχύς έχει μεγαλύτερη επιρροή στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης σε σχέση με την ψυκτική, καθώς ενώ ποσοτικά η ψυκτική ισχύς είναι πολλαπλάσια, η εξεργειακή απόδοση εμφανίζεται αρκετά όμοια με την ενεργειακή. Στη συνέχεια συγκρίθηκαν οι αποδόσεις του συστήματος με την περίπτωση απλής συμπαραγωγής, δηλαδή χωρίς την παραγωγή υδρογόνου. Έγινε λοιπόν εμφανής η επιβάρυνση των αποδόσεων του συστήματος εξαιτίας της παραγωγής υδρογόνου, καθώς οι νέες αποδόσεις βρέθηκαν να είναι ενεργειακά 24,5 % και εξεργειακά 41,92 %. Το παραπάνω συμβαίνει γιατί μέρος του παραγόμενου ηλεκτρισμού χρησιμοποιείται για την εκκίνηση του ηλεκτρολύτη. Συνοψίζοντας λοιπόν, καταλήγουμε σε μειωμένη εξεργειακή απόδοση λόγω της παραγωγής υδρογόνου, με την ενεργειακή ωστόσο να παρουσιάζει μικρή μείωση.

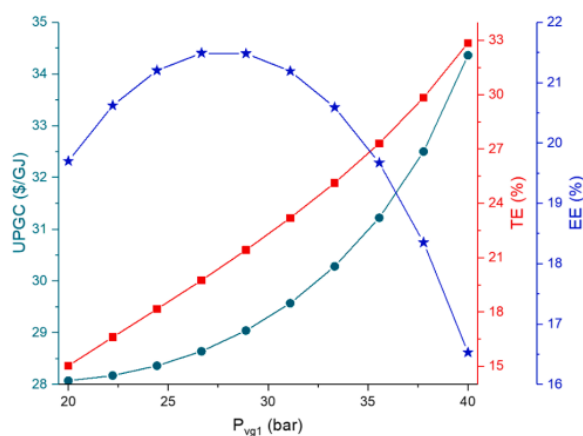
Ως προς τις εξεργειακές απώλειες, ο συμπυκνωτής (1) εμφάνισε τις περισσότερες λόγω της αλλαγής φάσης του ρευστού, ίσες με 65 kW. Δεύτερη έρχεται η γεννήτρια ατμού (1) με 47,7 kW. Πραγματοποιήθηκε επίσης ανάλυση ορισμένων παραμέτρων του συστήματος, με σκοπό τον προσδιορισμό των μεταβολών ενεργειακής και εξεργειακής απόδοσης. Συγκεκριμένα η θερμοκρασία εισόδου του γεωθερμικού ρευστού φαίνεται να επηρεάζει διαφορετικά τις αποδόσεις, καθώς η αύξηση της οδηγεί σε αύξηση της ροής μάζας ρεύστου στο στρόβιλο, επομένως σε αύξηση της ηλεκτρικής ισχύος. Η βαρύτητα της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος στην εξεργειακή απόδοση σε σχέση με την ψυκτική ισχύ έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της δεύτερης. Την ίδια ώρα όμως η ενέργεια που προσδίδεται στο σύστημα αυξάνεται, κάτι που οδηγεί στη μείωση της ενεργειακής απόδοσης. Ακολουθεί το αντίστοιχο διάγραμμα στο σχήμα 4.23 [93].



Σχήμα 4.23: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις με βάση τη θερμοκρασία εισόδου του γεωρευστού [93]

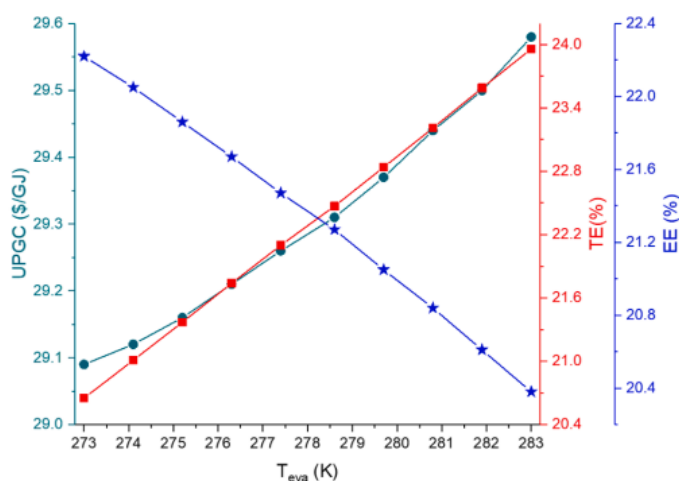
Μια ακόμα παράμετρος που εξετάστηκε, είναι η αύξηση της πίεσης στη γεννήτρια ατμού. Ενδιαφέρον παρουσίασε το γεγονός ότι ενώ μειώθηκε η ροή μάζας στο στρόβιλο-άρα και η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς-με αποτέλεσμα να μειωθεί η

εξεργειακή απόδοση, η αντίστοιχη ενεργειακή εμφάνισε αύξηση. Αυτό συνέβη λόγω της αυξημένης ροής ρευστού στον ψυκτικό κύκλο και συνεπώς της αυξημένης ψυκτικής ισχύος που αποδίδει το σύστημα, όπως φαίνεται παρακάτω:



Σχήμα 4.24: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις με βάση την πίεση στη γεννήτρια ατμού [93]

Τέλος, η αύξηση της θερμοκρασίας στον ατμοποιητή φαίνεται να αυξάνει την ενεργειακή απόδοση λόγω της αύξησης της ψυκτικής ισχύος σε αντίθεση με την ηλεκτρική ισχύ που δεν επηρεάζεται απ τη μεταβολή αυτή. Υπεριχίει ωστόσο η αύξηση της ψυκτικής ισχύος με αποτέλεσμα να μειωθεί η εξεργειακή απόδοση:



Σχήμα 4.25: Ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις με βάση τη θερμοκρασία του ατμοποιητή [93]

Συμπέρασμα

Καταλήγοντας, από τη σύγκριση των παραπάνω συστημάτων πολλαπλής παραγωγής προέκυψε αρχικά ότι παρουσιάζουν καλύτερη ενεργειακή αλλά και εξεργειακή απόδοση από ένα απλό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής. Ωστόσο η παραγωγή υδρογόνου είναι μια ηλεκτροβόρα διαδικασία, επομένως ένα σύστημα συμπαραγωγής (θερμικής ή ψυκτικής ισχύος) φαίνεται να παρουσιάζει καλύτερες εξεργειακές αποδόσεις από ένα αντίστοιχο σύστημα πολλαπλής παραγωγής. Οι

κρίσιμες παράμετροι για την εξεργειακή βελτιστοποίηση των ανωτέρω συστημάτων είναι σαφώς οι θερμοκρασίες περιβάλλοντος και γεωθερμικού ρευστού. Εξ΄ίσου σημαντικό ρόλο φαίνεται να παίζουν οι μεταβολές στις θερμοκρασίες του ατμοποιητή αλλά και της εισόδου του ρευστού στο στρόβιλο. Επίσης η μεταβολή της πίεσης στη γεννήτρια ατμού φάνηκε να επηρεάζει τις αποδόσεις της διάταξης. Σαν υποσυστήματα, ο συμπυκνωτής και η γεννήτρια ατμού εμφάνισαν τις περισσότερες εξεργειακές απώλειες.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5ο

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

5.1 ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Οι εφαρμογές που περιγράφησαν στο κεφάλαιο των ηλιακών συστημάτων, μας βοηθούν να εξαγάγουμε χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με τον τρόπο που μας βοηθάει η εξεργειακή ανάλυση να τις προσεγγίσουμε. Εξετάστηκαν διάφορες παράμετροι και το πως η μεταβολή τους μπορεί να βελτιστοποιήσει ένα ηλιακό σύστημα.

Συγκεκριμένα για έναν φωτοβολταϊκό/θερμικό ηλιακό συλλέκτη, εξετάστηκε το πως επηρεάζει τις αποδόσεις του η προσθήκη ή μη μιας γυάλινης επικάλυψης. Παρατηρήθηκε πως μια γυάλινη επικάλυψη μπορεί να βελτιώσει τη θερμική απόδοση ενός συλλέκτη, όχι όμως και την ηλεκτρική. Αντίθετα οι συλλέκτες χωρίς επικάλυψη παρουσίασαν μεγαλύτερη εξεργειακή απόδοση, κάτι που οφείλεται στην αυξημένη ηλεκτρική τους παραγόμενη ισχύ. Παρατηρήθηκε επίσης πως η αύξηση ορισμένων παραμέτρων του συστήματος, όπως η φωτοβολταϊκή απόδοση του συλλέκτη, ο συντελεστής κάλυψης, ο λόγος της ροής ρευστού ανά επιφάνεια του συλλέκτη και η ταχύτητα του ανέμου, αποτελεί θετικό παράγοντα στην αύξηση της εξεργειακής τους απόδοσης. Αντίθετα, η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας και η θερμοκρασία περιβάλλοντος συντελούν στην αύξηση της ενεργειακής απόδοσης των συλλεκτών με επικάλυψη.

Ένας ακόμα κρίσιμος παράγοντας για την απόδοση ενός pv/t ηλιακού συλλέκτη που εξετάστηκε, είναι το ρευστό ψύξης. Συγκεκριμένα συγκρίθηκαν οι αποδόσεις του συλλέκτη για τις περιπτώσεις χωρίς ψύξη, ψύξη με νερό, ψύξη με δυο διαφορετικές συγκεντρώσεις ναορευστού (2 % και 4 %). Τα παραπάνω συγκρίθηκαν για τρεις διαφορετικές ροές ρευστού. Παρατηρήθηκε πως κατά τις μεσημεριανές ώρες και ενώ η ενεργειακή απόδοση του συστήματος έπαιρνε μέγιστες τιμές, η εξεργειακή απόδοση ελαχιστοποιούνταν, καθώς ακολουθούσε τη συμπεριφορά της ηλεκτρικής απόδοσης του συλλέκτη. Το αντίθετο συνέβαινε τις πρωινές και απογευματινές ώρες, όπου και είχαμε μικρότερη ένταση ηλιακής ακτινοβολίας, οπότε και η λιγότερη ενέργεια που προσδιδόταν στο σύστημα μπορούσε ευκολότερα να μετουσιωθεί σε χρήσιμη ηλεκτρική και θερμική ενέργεια. Τις μέγιστες εξεργειακές αποδόσεις είχε η περίπτωση του συστήματος με ρευστό ψύξης με 4%κ.β ναορευστού, ενώ στην αύξηση της εξεργειακής απόδοσης συντελούσε επίσης η όλο και πιο “έντονη” ροή, με την τυρβώδη να επικρατεί. Συμπεραίνουμε λοιπόν πως η ψύξη με ένα ναορευστό με την μεγαλύτερη δυνατή συγκέντρωση μπορεί να επιτύχει την καλύτερη απόδοση, συγκρίτικά με τις περιπτώσεις χωρίς ψύξη ή της ψύξης με νερό.

Η χρησιμότητα της εξεργειακής ανάλυσης σχετίζεται επίσης και με την επιλογή του κατάλληλου τύπου συλλέκτη για ένα ηλιακό σύστημα, με βάση τις αποδόσεις του αλλά και το κόστος της εκάστοτε επένδυσης. Στη σύγκριση που έγινε μεταξύ τεσσάρων ειδών συλλεκτών για ένα σύστημα ηλιακής ψύξης, η εξεργειακή ανάλυση έδειξε πως το εξεργειακό βέλτιστο δεν είναι και το οικονομικότερο. Συγκεκριμένα ενώ ο παραβολικός συλλέκτης (PTC) παρουσίασε την καλύτερη ενεργειακή αλλά και εξεργειακή απόδοση, παρουσίασε ωστόσο και το δεύτερο υψηλότερο επενδυτικό κόστος, το οποίο σχετίστηκε άμεσα με τα τετραγωνικά μέτρα συλλέκτη που απαιτούνται για την κάλυψη συγκεκριμένου ψυκτικού φορτίου. Οικονομικότερη επιλογή όλων κρίθηκε ο συλλέκτης κενού σωλήνα (ETC) καθώς χρειάστηκε 100 m² λιγότερα απ'τους άλλους συλλέκτες, λόγω της ικανότητας του να εκμεταλεύεται τη διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία.

Σημαντικό ρόλο στην αξιολόγηση ηλιακών συστημάτων, παίζει η εξεργειακή ανάλυση στον προσδιορισμό των εξεργειακών απωλειών και στο που αυτές εντοπίζονται σε ένα σύστημα. Συγκεκριμένα σε μια απλή διάταξη ενός ηλιακού θερμικού συλλέκτη, μιας δεξαμενής θερμού νερού και δύο εναλλακτών αέρα-νερού εντοπίζονται οι διαφορές μεταξύ ενεργειακών-εξεργειακών αποδόσεων, για λόγους που η ενεργειακή ανάλυση αδυνατεί να δώσει απάντηση όπως π.χ η ανάμιξη δύο ρευστών διαφορετικών θερμοκρασιών. Μια ακόμα προσέγγιση που έγινε ήταν η ανάλυση των αποδόσεων ενός τέτοιου συστήματος ανά μήνα και ανά ώρα, καθώς μια μέση απόδοση δε θα είχε ουσιαστική σημασία από τη στιγμή που οι θερμοκρασίες σε ένα τέτοιο σύστημα μεταβάλλονται ανά ώρα σχεδόν.

5.2 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΒΙΟΜΑΖΑΣ

Στα συστήματα βιομάζας, η εξεργειακή ανάλυση φάνηκε να δίνει χρήσιμες απαντήσεις τόσο στον τομέα αποδόσεων και απωλειών, όσο και στην περιβαλλοντική ανάλυση των ρύπων που εκπέμπονται. Τα στερεά αστικά κατάλοιπα φάνηκαν να παρουσιάζουν την μεγαλύτερη εξεργειακή απόδοση σε ένα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας με αεριοποίηση, παρόλο που η μέγιστη ενεργειακή απόδοση εμφανίστηκε στην περίπτωση του φλοιού ρυζιού. Εξετάστηκε επίσης και κατά πόσο συνεισφέρει εξεργειακά η σύνδεση του συστήματος με μια μηχανή stirling. Από τα αποτελέσματα φάνηκε πως η σύνδεση αυτή μπορεί να βελτιώσει τόσο τον ενεργειακό όσο και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος, σε όλες τις πιθανές βιομάζες.

Ως προς τις εξεργειακές απώλειες και το περιβαλλοντικό αντίκτυπο των διαφόρων βιομαζών, ο θάλαμος καύσης παρουσιάζει το μεγαλύτερο ποσοστό καθώς "χάνεται" εξέργεια στην μετατροπή της χημικής ενέργειας της βιομάζας σε καυσαέρια. Αντίστοιχα μεγάλα ποσοστά παρουσιάζει και ο ατμοποιητής όπου μειώνεται η εξέργεια των καυσαερίων κατά τη μεταφορά της σε ατμό. Ο κρισιμότερος δείκτης για την αξιολόγηση του αντικτύπου ενός μέρους του συστήματος φαίνεται να είναι ο εξεργοπεριβαλλοντικός παράγοντας, με το θάλαμο καύσης να παρουσιάζει

ξανά το μεγαλύτερο ποσοστό. Γίνεται λοιπόν ξεκάθαρη μέσω της εξεργειακής ανάλυσης η αντίστροφη σχέση της εξεργειακής απόδοσης με το περιβαλλοντικό αντίκτυπο.

5.3 ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Στις εφαρμογές που εξετάστηκαν έγινε προφανές πως στη μετάβαση από ένα απλό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής σε ένα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-ψύξης, η ενεργειακή απόδοση αυξάνεται ενώ η εξεργειακή απόδοση εμφάνισε πτώση, κυρίως λόγω των επί μέρους απωλειών των μερών που προστέθηκαν. Τα σημεία με τις μεγαλύτερες εξεργειακές απώλειες ήταν ο απορροφητής και ο αναμείκτης, στις αντίστοιχες εφαρμογές. Επίσης τονίστηκε η πολύ μεγάλη βαρύτητα της ηλεκτροπαραγωγής στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης μιας διάταξης συμπαραγωγής, όπως φάνηκε απ'την τελευταία εφαρμογή, όπου η εξεργειακή απόδοση του ολικού συστήματος ήταν πολλαπλάσια απ'του υποσυστήματος λόγω πολλαπλάσιας παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Τέλος εντοπίστηκαν παράμετροι η μεταβολή των οποίων επηρεάζει διαφορετικά την ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση της εκάστοτε διάταξης, όπως οι θερμοκρασίες στον ατμοποιητή, της εισόδου του γεωθερμικού ρευστού, η πίεση στο διαχωριστή κ.α.

Εξίσου χρήσιμα συμπεράσματα φάνηκε να δίνει η εξεργοοικονομική ανάλυση ως προς την αξιολόγηση του κόστους για το κάθε υποσύστημα. Συγκεκριμένα μετρήθηκε η μεταβολή του κόστους του συστήματος ανά μονάδα παραγόμενης ενέργειας ως προς τη μεταβολή ορισμένων παραμέτρων. Το συνολικό κόστος ανά μονάδα παραγόμενης ενέργειας φαίνεται να μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασιακής διαφοράς του ψυχρού pinch point της γεννήτριας, με την αύξηση της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς στο συμπυκνωτή και με την αύξηση της θερμοκρασίας του γεωθερμικού ρευστού. Αντίθετα δείχνει αυξητική τάση, όσο αυξάνεται η θερμοκρασιακή διαφορά του θερμού pinch point της γεννήτριας, η θερμοκρασία στον ατμοποιητή και η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στον απορροφητή.

Συγκρίνοντας ορισμένα συστήματα πολλαπλής παραγωγής προέκυψε ότι όταν υπάρχει ταυτόχρονη παραγωγή ηλεκτρισμού, θερμικής και ψυκτικής ισχύος, παρουσιάζεται καλύτερη ενεργειακή αλλά και εξεργειακή απόδοση από ένα απλό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής. Ωστόσο η παραγωγή υδρογόνου είναι μια ηλεκτροβόρα διαδικασία, καταναλώνοντας μέρος της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Το παραπάνω οδηγεί στη μείωση της εξεργειακής απόδοσης των διατάξεων πολλαπλής παραγωγής με υδρογόνο, με αποτέλεσμα ένα σύστημα συμπαραγωγής (θερμικής ή ψυκτικής ισχύος) να παρουσιάζει καλύτερες εξεργειακές αποδόσεις από ένα αντίστοιχο σύστημα πολλαπλής παραγωγής. Οι κρίσιμες παράμετροι για την εξεργειακή βελτιστοποίηση των ανωτέρω συστημάτων είναι σαφώς οι θερμοκρασίες περιβάλλοντος και γεωθερμικού ρευστού. Εξ'ίσου σημαντικό ρόλο φαίνεται να παίζουν οι μεταβολές στις θερμοκρασίες του ατμοποιητή αλλά και της εισόδου του

ρευστού στο στρόβιλο. Επίσης η μεταβολή της πίεσης στη γεννήτρια ατμού φάνηκε να επηρεάζει τις αποδόσεις της διάταξης. Σαν υποσυστήματα, ο συμπυκνωτής λόγω αλλαγής φάσης του ρευστού και η γεννήτρια ατμού εμφάνισαν τις περισσότερες εξεργειακές απώλειες.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Dincer I, Ratlamwala TAH. Importance of exergy for analysis, improvement, design, and assessment. *Wiley Interdiscip Rev Energy Environ*. 2013 May;2(3):335–49.
2. Khoshgoftar Manesh MH, Khamis Abadi S, Ghalami H, Amidpour M. Exergoeconomic Evaluation of Desalinated Water Production in Pipeline Gas Station. *Proc 3rd Gas Process Symp*.2012;191–8.
3. Aghbashlo M, Khounani Z, Hosseinzadeh-Bandbafha H, Gupta VK, Amiri H, Lam SS, et al. Exergoenvironmental analysis of bioenergy systems: A comprehensive review. *Renew Sustain Energy Rev* [Internet]. 2021;149(June):111399. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111399>
4. Mills K. Exergy Analysis of Canadian. *Appl Energy* [Internet]. 2009;86(3):310–6. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.04.016>
5. Suzuki A. General theory of exergy-balance analysis and application to solar collectors. *Energy*. 1988;13(2):153–60.
6. <https://www.pv-magazine.com/2021/03/19/pv-thermal-technology-earns-tick-of-approval-from-iea/>.
7. Sobhnamayan F, Hamidi A, Monavari HR, Sarhaddi F, Farahat S, Alavi MA. Performance evaluation of a solar photovoltaic thermal air collector using energy and exergy analysis. *J Renew Sustain Energy*. 2011;3(4).
8. Tripanagnostopoulos Y, Nousia T, Souliotis M, Yianoulis P. Hybrid photovoltaic/thermal solar systems. *Sol Energy*. 2002;72(3):217–34.

9. Zakharchenko R, Licea-Jiménez L, Pérez-García SA, Vorobiev P, Dehesa-Carrasco U, Pérez-Robles JF, et al. Photovoltaic solar panel for a hybrid PV/thermal system. *Sol Energy Mater Sol Cells*. 2004;82(1–2):253–61.
10. Bakker M, Zondag HA, Elswijk MJ, Strootman KJ, Jong MJM. Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump. *Sol Energy*. 2005;78(2):331–9.
11. Fraisse G, Ménézo C, Johannes K. Energy performance of water hybrid PV/T collectors applied to combisystems of Direct Solar Floor type. *Sol Energy*. 2007;81(11):1426–38.
12. Fong KF, Lin Z, Chan ALS, Ji J. Energy and exergy analysis of photovoltaic-thermal collector with and without glass cover. *Appl Energy*
13. Chow TT, Pei G, Fong KF, Lin Z, Chan ALS, Ji J. Energy and exergy analysis of photovoltaic-thermal collector with and without glass cover. *Appl Energy* [Internet]. 2009;86(3):310–6. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.04.016>
14. Garg HP, Agarwal RK. Some aspects of a PV/T collector/forced circulation flat plate solar water heater with solar cells. *Energy Convers Manag*. 1995;36(2):87–99.
15. Sopian K, Yigit KS, Liu HT, Kakaç S, Veziroglu TN. Performance analysis of photovoltaic thermal air heaters. *Energy Convers Manag*. 1996;37(11):1657–70.
16. Fujisawa T, Tani T. Annual exergy evaluation on photovoltaic-thermal hybrid collector. *Sol Energy Mater Sol Cells*. 1997;47(1–4):135–48.
17. Balaras CA, Grossman G, Henning HM, Infante Ferreira CA, Podesser E, Wang L, et al. Solar air conditioning in Europe-an overview. *Renew Sustain Energy Rev*. 2007;11(2):299–314.
18. Shukuya M, Komuro D. EXERGY - ENTROPY PROCESS OF PASSIVE SOLAR HEATING AND Woul. *Sol Energy*. 1996;58(96):25–32.
19. Borge D, Colmenar A, Castro M, Martín S, Sancristobal E. Exergy efficiency analysis in buildings climatized with LiCl-H₂O solar cooling systems that use swimming pools as heat sinks. *Energy Build* [Internet]. 2011;43(11):3161–72. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.08.014>
20. Bellos E, Tzivanidis C, Antonopoulos KA. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. *Appl Therm Eng* [Internet]. 2016;102:749–59. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.032>
21. Renewable Energy Volume 96 issue 2016 [doi 10.1016_j.renene.2016.04.058] Mustafa Ali -- Effects of different workin.pdf.
22. A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics*. Wiley. 1988. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.072>

23. Deceased JAD, Beckman WA. Solar engineering of thermal processes. Vol. 3, Design Studies. 1982. 160 p.
24. Kotas T. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. London: Exergon Publishing Company UK Ltd; 2012.
25. Bădescu V. Maximum conversion efficiency for the utilization of multiply scattered solar radiation. *J Phys D Appl Phys*. 1991;24(10):1882–5.
26. Dahash A, Ochs F, Tosatto A. Techno-economic and exergy analysis of tank and pit thermal energy storage for renewables district heating systems. *Renew Energy* [Internet]. 2021;180:1358–79. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.08.106>
27. Joshi AS, Tiwari A. Energy and exergy efficiencies of a hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) air collector. *Renew Energy*. 2007;32(13):2223–41.
28. Sarhaddi F, Farahat S, Ajam H, Behzadmehr A. Exergetic performance assessment of a solar photovoltaic thermal (PV/T) air collector. *Energy Build* [Internet]. 2010;42(11):2184–99. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.07.011>
29. Al-Nimr MA, Al-Ammari WA. A novel hybrid PV-distillation system. *Sol Energy*. 2016;135:874–83.
30. Al-Waeli AHA, Chaichan MT, Kazem HA, Sopian K. Comparative study to use nano-(Al₂O₃, CuO, and SiC) with water to enhance photovoltaic thermal PV/T collectors. *Energy Convers Manag* [Internet]. 2017;148:963–73. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.072>
31. Yousefi T, Veisy F, Shojaeizadeh E, Zinadini S. An experimental investigation on the effect of MWCNT-H₂O nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors. *Exp Therm Fluid Sci* [Internet]. 2012;39:207–12. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.01.025>
32. Soltani S, Kasaeian A, Sarrafha H, Wen D. An experimental investigation of a hybrid photovoltaic/thermoelectric system with nanofluid application. *Sol Energy* [Internet]. 2017;155:1033–43. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.06.069>
33. Aberoumand S, Ghamari S, Shabani B. Energy and exergy analysis of a photovoltaic thermal (PV/T) system using nanofluids: An experimental study. *Sol Energy* [Internet]. 2018;165(February):167–77. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.03.028>
34. ΚΑΠΕ. Βιομάζα. 2005;1–17. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.03.261>
35. Peter McKendry. Energy production from biomass (part 2): conversion technologies. Colchester CO5 9ES, UK; 2002.
36. Saidur R, Boroumandjazi G, Mekhilef S, Mohammed HA. A review on exergy analysis of biomass based fuels. *Renew Sustain Energy Rev* [Internet].

- 2012;16(2):1217–22. Available from:
<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.076>
37. Szargut J. Exergy method: technical and ecological applications. *Int Ser Dev heat Transf.* 2005;18:164.
 38. Karamarkovic R, Karamarkovic V. Energy and exergy analysis of biomass gasification at different temperatures. *Energy [Internet].* 2010;35(2):537–49. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2009.10.022>
 39. Ptasinski KJ, Prins MJ, Pierik A. Exergetic evaluation of biomass gasification. *Energy.* 2007;32(4):568–74.
 40. Prins MJ, Ptasinski KJ, Janssen FJJG. More efficient biomass gasification via torrefaction. *Energy.* 2006;31(15):3458–70.
 41. Juraščík M, Sues A, Ptasinski KJ. Exergy analysis of synthetic natural gas production method from biomass. *Energy.* 2010;35(2):880–8.
 42. Rivero R, Garfias M. Standard chemical exergy of elements updated. *Energy.* 2006;31(15):3310–26.
 43. <http://www.agroenergy.gr/categories/στερεή-βιομάζα>
 44. Kalinci Y, Hepbasli A, Dincer I. Biomass-based hydrogen production: A review and analysis. *Int J Hydrogen Energy [Internet].* 2009;34(21):8799–817. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.08.078>
 45. Benjumea P, Agudelo J, Agudelo A. Effect of altitude and palm oil biodiesel fuelling on the performance and combustion characteristics of a HSDI diesel engine. *Fuel [Internet].* 2009;88(4):725–31. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2008.10.011>
 46. Yang Q, Chen B, Ji X, He YF, Chen GQ. Exergetic evaluation of corn-ethanol production in China. *Commun Nonlinear Sci Numer Simul [Internet].* 2009;14(5):2450–61. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.cnsns.2007.08.011>
 47. Sorguven E, Özilgen M. Thermodynamic assessment of algal biodiesel utilization. *Renew Energy.* 2010;35(9):1956–66.
 48. Sues A, Juraščík M, Ptasinski K. Exergetic evaluation of 5 biowastes-to-biofuels routes via gasification. *Energy.* 2010;35(2):996–1007.
 49. Hamrang F, Shokri A, Seyed Mahmoudi SM, Ehghaghi B, Rosen MA. Performance analysis of a new electricity and freshwater production system based on an integrated gasification combined cycle and multi-effect desalination. *Sustain.* 2020;12(19):1–29.
 50. Roy D, Samanta S, Ghosh S. Techno-economic and environmental analyses of a biomass based system employing solid oxide fuel cell, externally fired gas turbine and organic Rankine cycle. *J Clean Prod [Internet].* 2019;225:36–57. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.03.261>

51. Nami H, Mahmoudi SMS, Nemati A. Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂). *Appl Therm Eng* [Internet]. 2017;110:1315–30. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.197>
52. Gholamian E, Mahmoudi SMS, Zare V. Proposal, exergy analysis and optimization of a new biomass-based cogeneration system. *Appl Therm Eng* [Internet]. 2016;93:223–35. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.095>
53. Ding H, Li J, Heydarian D. Energy, exergy, exergoeconomic, and environmental analysis of a new biomass-driven cogeneration system. *Sustain Energy Technol Assessments* [Internet]. 2021;45(January):101044. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101044>
54. Díaz Pérez ÁA, Escobar Palacio JC, Venturini OJ, Martínez Reyes AM, Rúa Orozco DJ, Silva Lora EE, et al. Thermodynamic and economic evaluation of reheat and regeneration alternatives in cogeneration systems of the Brazilian sugarcane and alcohol sector. *Energy*. 2018;152:247–62.
55. Contreras-Lisperguer R, Batuecas E, Mayo C, Díaz R, Pérez FJ, Springer C. Sustainability assessment of electricity cogeneration from sugarcane bagasse in Jamaica. *J Clean Prod*. 2018;200(2018):390–401.
56. Szargut J. Chemical exergies of the elements. *Appl Energy*. 1989;32(4):269–86.
57. Tsatsaronis G. Thermodynamics and the Destruction of Resources. Bakshi G, editor. 2011. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101041>
58. Cavalcanti EJC, Carvalho M, Ochoa AAV. Exergoeconomic and exergoenvironmental comparison of diesel-biodiesel blends in a direct injection engine at variable loads. *Energy Convers Manag* [Internet]. 2019;183(January):450–61. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.113>
59. Hong X, Chen J, Lyu H, Sheng D, Li W, Li H. Advanced exergoenvironmental evaluation for a coal-fired power plant of near-zero air pollutant emission. *Appl Therm Eng* [Internet]. 2018;128:1139–50. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.068>
60. Cavalcanti EJC, Carvalho M, da Silva DRS. Energy, exergy and exergoenvironmental analyses of a sugarcane bagasse power cogeneration system. *Energy Convers Manag* [Internet]. 2020;222(June):113232. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113232>
61. <https://energyin.gr/2015/06/11/καύσιμα-από-ζαχαροκάλαμο/>
62. Lazzaretto A, Tsatsaronis G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*. 2006;31(8–9):1257–89.

63. Goedkoop M, Spriensma R. The Eco-indicator 99 - A damage oriented method for Life Cycle Impact Assessment. *Assessment*. 2001;144.
64. Rosen MA, Dincer I, Kanoglu M. Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. *Energy Policy*. 2008;36(1):128–37.
65. Porpatham E, Ramesh A, Nagalingam B. Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine. *Fuel*. 2012;95(July 2001):247–56.
66. Casas-Ledón Y, Spauldo F, Arteaga-Pérez LE. Exergoenvironmental analysis of a waste-based Integrated Combined Cycle (WICC) for heat and power production. *J Clean Prod*. 2017;164:187–97.
67. Meyer L, Tsatsaronis G, Buchgeister J, Schebek L. Exergoenvironmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion systems. *Energy*. 2009;34(1):75–89.
68. https://energyeducation.ca/encyclopedia/Geothermal_energy.
69. Το γεωθερμικό δυναμικό της Ελλάδας. 2020; Available from: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.102>
70. <https://www.koinignomi.gr/news/politiki/politiki-notio-aigaio/2018/07/20/ta-geothermika-pedia-ton-nision.html>
71. Fallah M, Ghiasi RA, Mokarram NH. A comprehensive comparison among different types of geothermal plants from exergy and thermoeconomic points of view. *Therm Sci Eng Prog [Internet]*. 2018;5(8):15–24. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.10.017>
72. Yari M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renew Energy [Internet]*. 2010;35(1):112–21. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2009.07.023>
73. COGEN. Cogeneration at the foundation of Europe ' s Energy Policy. 2011;(March):17–20. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.019>
74. Demirkaya G, Padilla RV, Goswami DY. A review of combined power and cooling cycles. *Wiley Interdiscip Rev Energy Environ*. 2013;2(5):534–47.
75. Van Erdeweghe S, Van Bael J, Laenen B, D'haeseleer W. Optimal combined heat-and-power plant for a low-temperature geothermal source. *Energy [Internet]*. 2018;150(1):396–409. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.136>
76. Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. Energy and exergy analysis of the Gonen geothermal district heating system, Turkey. *Geothermics*. 2005;34(5):632–45.
77. Leveni M, Manfrida G, Cozzolino R, Mendecka B. Energy and exergy analysis of cold and power production from the geothermal reservoir of Torre Alfina.

- Energy [Internet]. 2019;180:807–18. Available from:
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.102>
78. Rashidi J, Yoo CK. Exergetic and exergoeconomic studies of two highly efficient power-cooling cogeneration systems based on the Kalina and absorption refrigeration cycles. *Appl Therm Eng* [Internet]. 2017;124:1023–37. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.195>
 79. Wang J, Wang J, Zhao P, Dai Y. Thermodynamic analysis of a new combined cooling and power system using ammonia-water mixture. *Energy Convers Manag* [Internet]. 2016;117:335–42. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.019>
 80. Khaliq A. Energetic and exergetic performance investigation of a solar based integrated system for cogeneration of power and cooling. *Appl Therm Eng* [Internet]. 2017;112:1305–16. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.127>
 81. Parikhani T, Ghaebi H, Rostamzadeh H. A novel geothermal combined cooling and power cycle based on the absorption power cycle: Energy, exergy and exergoeconomic analysis. *Energy* [Internet]. 2018;153:265–77. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.153>
 82. Mohammadkhani F, Shokati N, Mahmoudi SMS, Yari M, Rosen MA. Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles. *Energy* [Internet]. 2014;65:533–43. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.002>
 83. Ghaebi H, Parikhani T, Rostamzadeh H, Farhang B. Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles. *Energy* [Internet]. 2017;139:262–76. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.07.154>
 84. Ehyaei MA, Ahmadi A, El Haj Assad M, Rosen MA. Investigation of an integrated system combining an Organic Rankine Cycle and absorption chiller driven by geothermal energy: Energy, exergy, and economic analyses and optimization. *J Clean Prod* [Internet]. 2020;258:120780. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.120780>
 85. Wang Y, Yu L, Nazir B, Zhang L, Rahmani H. Innovative geothermal-based power and cooling cogeneration system; Thermodynamic analysis and optimization. *Sustain Energy Technol Assessments* [Internet]. 2021;44(February):101070. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101070>
 86. Ozturk M, Dincer I. A new geothermally driven combined plant with energy storage option for six useful outputs in a sustainable community. *Sustain Energy Technol Assessments* [Internet]. 2021;45(January):101180. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101180>

87. Tukenmez N, Yilmaz F, Ozturk M. Thermodynamic performance assessment of a geothermal energy assisted combined system for liquid hydrogen generation. *Int J Hydrogen Energy* [Internet]. 2021;46(57):28995–9011. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.12.012>
88. Coskun C, Oktay Z, Dincer I. Performance evaluations of a geothermal power plant. *Appl Therm Eng* [Internet]. 2011;31(17–18):4074–82. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.08.013>
89. Yilmaz C, Kanoglu M. Thermodynamic evaluation of geothermal energy powered hydrogen production by PEM water electrolysis. *Energy* [Internet]. 2014;69:592–602. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.03.054>
90. Du Y, Dai Y. Off-design performance analysis of a power-cooling cogeneration system combining a Kalina cycle with an ejector refrigeration cycle. *Energy* [Internet]. 2018;161:233–50. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.106>
91. Yilmaz F, Ozturk M, Selbas R. Modeling and design of the new combined double-flash and binary geothermal power plant for multigeneration purposes; thermodynamic analysis. *Int J Hydrogen Energy* [Internet]. 2021;(xxxx). Available from: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.09.180>
92. Akrami E, Khazaee I, Gholami A. Comprehensive analysis of a multi-generation energy system by using an energy-exergy methodology for hot water, cooling, power and hydrogen production. *Appl Therm Eng* [Internet]. 2018;129:995–1001. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.095>
93. Azariyan H, Vajdi M, Rostamnejad Takleh H. Assessment of a high-performance geothermal-based multigeneration system for production of power, cooling, and hydrogen: Thermodynamic and exergoeconomic evaluation. *Energy Convers Manag* [Internet]. 2021;236(February):113970. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113970>

ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

- ΑΠΕ: Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας
Ε.Μ.Π: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο
COP: Coefficient of performance
Pv/t : photovoltaic/thermal

