



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**«ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ, ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΚΑΙ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ
ΗΛΙΑΚΑ ΟΔΗΓΟΥΜΕΝΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΠΟΛΥ-
ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ»**

Λουκάς Βέλλιος

Επιβλέπων καθηγητής: **Χρήστος Τζιβανίδης**, Αναπληρωτής Καθηγητής
Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Ιούλιος 2018

Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση της διπλωματικής μου εργασίας, κλείνει ένας ολόκληρος κύκλος σπουδών. Για τον λόγο αυτόν, θα ήθελα να ευχαριστήσω τα άτομα τα οποία με βοήθησαν τόσο στην διεκπεραίωση των σπουδών μου, αλλά και σε εκείνα τα οποία με βοήθησαν στην επιλογή και ολοκλήρωση της παρούσης διπλωματικής εργασίας.

Καταρχήν, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέπων καθηγητή κύριο Χρήστο Τζιβανίδη για την ανάθεση του συγκεκριμένου θέματος. Επίσης, θέλω να τον ευχαριστήσω για την βοήθειά του και το συνεχές ενδιαφέρον του καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας.

Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον πολύ καλό «συνεργάτη» που είχα κατά τη διάρκεια της ανάλυσης του θέματος της διπλωματικής μου, τον κύριο Ευάγγελο Μπέλλο, μεταδιδακτορικό ερευνητή. Η καθοδήγησή του και οι συμβουλές του ήταν καθοριστικές για την μελέτη και τελικά την ολοκλήρωση της συγκεκριμένης διπλωματικής εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω, από τα βάθη της καρδιάς μου, την οικογένειά μου. Η διαρκής στήριξη και συμπαράστασή τους καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου ήταν μεγίστης σημασίας για μένα και οφείλω να τους το ανταποδώσω με οποιονδήποτε τρόπο, είτε αυτό λέγεται πτυχίο είτε σωστή και σοβαρή επαγγελματική σταδιοδρομία στο μέλλον.

Περιεχόμενα

Περίληψη.....	7
Abstract	9
Ονοματολογία	11
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ	15
1.1 Η ενεργειακή κατάσταση σήμερα και ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ΑΠΕ).....	15
1.2 Κλιματική αλλαγή	18
Βιβλιογραφία 1 ^ο κεφαλαίου	19
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΚΑΙ ΤΥΠΟΙ ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΛΛΕΚΤΩΝ	21
2.1 Ο Ήλιος	21
2.2 Χαρακτηριστικές γωνίες.....	23
2.3 Γωνία πρόσπτωσης σε κινούμενα επίπεδα	24
2.4 Είδη ηλιακής ακτινοβολίας	25
2.4.1 Άμεσος ακτινοβολία οριζόντιας και κεκλιμένης επιφάνειας.....	25
2.4.2 Ακτινοβολία οριζόντιας επιφάνειας εκτός ατμόσφαιρας	26
2.4.3 Άμεσος ηλιακή ακτινοβολία καθέτου επιπέδου στην περιοχή της Αθήνας και μετεωρολογικά δεδομένα	26
2.5 Ηλιακοί συλλέκτες.....	29
2.5.1 Επίπεδοι συλλέκτες (Flat Plate Collector – FPC).....	29
2.5.2 Συλλέκτες με σωλήνες κενού (Evacuated Tube Collector – ETC).....	30
2.5.3 Συγκεντρωτικοί συλλέκτες	31
Βιβλιογραφία 2 ^ο κεφαλαίου	39
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΒΑΣΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΤΡΙΠΑΡΑΓΩΓΗΣ	41
3.1 Παραβολικός Συλλέκτης με Κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector – PTC).....	41
3.1.1 Βασικές αρχές λειτουργίας.....	41
3.1.2 Ιστορική αναδρομή.....	42
3.1.3 Είδη συλλεκτών PTC	42
3.1.4 Διάφορες εφαρμογές PTC	45
3.1.5 Εργαζόμενα μέσα σε PTC	49
3.1.6 Βασικό μαθηματικό μοντέλο PTC	50
3.2 Δεξαμενή/Δοχείο αποθήκευσης (Tank – Storage).....	50
3.3 Σύστημα κύκλου Rankine με οργανικό μέσο (Organic Rankine Cycle – ORC)....	52
3.4 Σύστημα ψύξης – Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμών.....	58
3.5 Συστήματα πολύ-παραγωγής και τριπαραγωγής	63
Βιβλιογραφία 3 ^ο Κεφαλαίου	79

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΤΡΙΠΑΡΑΓΩΓΗΣ	81
4.1 Ανάλυση και μοντελοποίηση παραβολικών συλλεκτών με κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector – PTC)	82
4.2 Ανάλυση και μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης (storage tank).....	84
4.3 Ανάλυση και μοντελοποίηση συστήματος ORC.....	85
4.4 Ανάλυση και μοντελοποίηση συστήματος ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών ..	88
4.5 Ανάλυση και μοντελοποίηση του συνολικού συστήματος τριπαραγωγής	89
4.6 Μετεωρολογικά δεδομένα.....	94
4.7 Ανάλυση δυναμικού συστήματος	95
4.8 Βελτιστοποίηση – Pareto	98
4.9 Λογισμικά EES (Engineering Equation Solver) – Fortran.....	98
4.9.1 Λογισμικό EES (Engineering Equation Solver).....	98
4.9.2 Μελέτη δυναμικού συστήματος με χρήση της γλώσσας προγραμματισμού Fortran	99
Βιβλιογραφία 4 ^{ου} κεφαλαίου	100
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	101
5.1 Αποτελέσματα προ-μελέτης.....	101
5.1.1 Validation – Εγκυρότητα	101
5.1.2 Επιλογή εργαζόμενων μέσων	101
5.1.3 Παραμετρική ανάλυση – αποτελέσματα.....	103
5.2 Αποτελέσματα ανάλυσης συστήματος σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης (Steady – State).....	109
5.3 Αποτελέσματα ανάλυσης δυναμικού συστήματος	128
5.4 Οικονομική ανάλυση	145
5.5 Περιβαλλοντική ανάλυση	153
5.6 Σύνοψη των αποτελεσμάτων	153
Βιβλιογραφία 5 ^{ου} κεφαλαίου	155
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	157
6.1 Συμπεράσματα και γενική επισκόπηση της παρούσης διπλωματικής εργασίας .	157
6.2 Μελλοντική έρευνα.....	159

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία μελετά τη λειτουργία ενός συστήματος πολύ-παραγωγής με χρήση της ηλιακή ενέργειας. Πιο συγκεκριμένα, γίνεται μία ανάλυση ενός συστήματος πολύ-παραγωγής με βελτιστοποίηση συγκεκριμένων παραμέτρων. Παρακάτω, περιγράφεται όλη η εγκατάσταση αλλά και η μελέτη που έγινε για ολόκληρο το σύστημα.

Το σύστημα λοιπόν αποτελείται από τα εξής υποσυστήματα: παραβολικούς συλλέκτες με κάτοπτρο, έναν λέβητα βιομάζας, ένα σύστημα οργανικού κύκλου Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), και από ένα σύστημα ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών. Αναλυτικότερα, οι ηλιακού συλλέκτες θερμαίνουν έλαιο το οποίο αποθηκεύεται σε ένα δοχείο αποθήκευσης. Από το δοχείο αποθήκευσης, ένα ποσό θερμότητας το εκμεταλλευόμαστε για περαιτέρω χρήση. Στη συνέχεια, από το δοχείο θερμό έλαιο ανταλλάσσει τη θερμότητά του με το οργανικό μέσο του κύκλου ORC. Το οργανικό μέσο θερμαίνεται μέχρις ότου να υπερθερμανθεί και να οδηγηθεί στον στρόβιλο για εκτόνωση. Στην έξοδο του στρόβιλου, το οργανικό μέσο είναι επίσης υπέρθερμος ατμός, του οποίου την θερμότητα εκμεταλλευόμαστε για οποιαδήποτε χρήση. Στον άξονα του στρόβιλου, έχουμε συνδέσει μία γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, αλλά κι έναν συμπιεστή συμπίεσης ατμών για το σύστημα της ψύξης. Με άλλα λόγια, το ωφέλιμο έργο του στρόβιλου μετατρέπεται κυρίως σε ηλεκτρική ενέργεια και ένα μικρό μέρος για τη λειτουργία ενός συστήματος ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών για παραγωγή ψύξης. Τέλος, ο λέβητας βιομάζας βρίσκεται στην έξοδο του ελαίου από το δοχείο αποθήκευσης προς το σύστημα ORC, με σκοπό τη σταθερή θερμοκρασία του ελαίου στην είσοδο του εναλλάκτη στο σύστημα ORC. Πρόκειται για έναν υβριδισμό του συστήματος που κύριο στόχο έχει τη συνεχή και σταθερή λειτουργία του συστήματος ORC καθ' όλη τη διάρκεια της ημέρας.

Το παραπάνω σύστημα, λοιπόν, μελετήθηκε αφενός μέσω του λογισμικού EES (Engineering Equation Solver) σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης, όπου και βρέθηκε η βέλτιστη τιμή κάποιων παραμέτρων, και αφετέρου μελετήθηκε και δυναμικά μέσω της γλώσσας προγραμματισμού Fortran. Επίσης, ταυτόχρονα έγινε η ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση του συστήματος.

Η οικονομική ανάλυση του συστήματος πολύ-παραγωγής, μας υπέδειξε πως πρόκειται για ένα βιώσιμο σύστημα από πλευράς οικονομικών μεγεθών, καθώς ο χρόνος αποπληρωμής είναι μόλις 5 χρόνια περίπου, για λειτουργία της εγκατάστασης σε βάθος 25 χρόνων.

Επιπλέον, πραγματοποιήθηκε και μία περιβαλλοντική ανάλυση, από όπου προέκυψε πως εξοικονομούνται 125, περίπου, τόνοι διοξειδίου του άνθρακα. Πρακτικά, το σύστημά μας έχεις μηδενικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) καθώς η βιομάζα είναι ανανεώσιμο καύσιμο.

Τέλος, από την ανάλυση που πραγματοποιήθηκε, για τη βέλτιστη περίπτωση, 8.203 kW ηλεκτρικής ισχύος, 13 περίπου kW θερμότητας και 5 kW ψυκτικής ισχύος παράγονται από το εν λόγω σύστημα τριπαραγωγής. Τα εργαζόμενα μέσα που επιλέχθηκαν είναι το Therminol VP-1 (συλλέκτες-δοχείο), το Toluene (ORC) και το R600a (σύστημα ψύξης).

Abstract

This diploma thesis describes the operation of a multi-generation solar energy system. More specifically, an analysis of a multi-generation system is performed by optimizing some parameters. Below, it is described the entire system and the whole system study.

The system consists of the following subsystems: parabolic trough collectors, a biomass boiler, an Organic Rankine Cycle (ORC) system, and a mechanical vapor compression cooling system. More specifically, the solar collectors heat thermal oil which is stored in a storage tank. From the storage tank, a heat amount is used for further use. Then, thermal oil, from the tank, exchanges its heat with the organic fluid of the ORC cycle. The organic fluid is heated until it is superheated and it is driven into the turbine for expansion. At the exit of the turbine, the organic fluid is still superheated steam, whose heat we exploit for any use. On the turbine shaft, we have connected a generator for electricity production, as well as a compressor in order to compress vapor for the cooling system. In other words, the beneficial energy of the turbine is mainly converted into electricity and a small part of the energy, is used for the operation of a cooling system with mechanical vapor compression for cooling production. Finally, the biomass boiler is located in the outlet of the thermal oil from the tank to the ORC system, in order to maintain the constant temperature of the oil into the inlet of the exchanger of the ORC system. This is a hybridization of the system, in order to achieve stable and continuous operation of the ORC system throughout the day.

The above system was studied, on the one hand, through EES (Engineering Equation Solver) software in steady-state conditions, where the optimum value of some parameters was calculate before, and, on the other hand, it was studied dynamically through the Fortran, computer language. At the same time, the energy and exergy analysis of the system was studied.

The economic analysis of the trigeneration system has export some results in which we can decide that it is a viable system in terms of economics, as the payback period is just about 5 years in a system with 25 years of continuous operation.

In addition, an environmental analysis was carried out, which export that almost 125 tons of carbon dioxide were saved. In fact, our system has zero carbon dioxide (CO₂) emissions as the biomass is assumed to be a renewable resource.

Finally, from the analysis that is carried out, for the optimum case, 8.203 kW of electrical power, approximately 13 kW of heat power and 5 kW of cooling power are produced by the trigeneration system. The working fluids that were chosen are Therminol VP-1 (collectors-tank), Toluene (ORC) and R600a (cooling system).

Ονοματολογία

a	Συντελεστής κλίσης της γραμμής ελαίου σε διάγραμμα T-Q, -
A	Παράμετρος υπολογισμού ηλιακής ακτινοβολίας για τη Αθήνα, W/m^2
A_a	Επιφάνεια συλλεκτών, m^2
A_{Ti}	Παράπλευρη επιφάνεια σε κάθε ζώνη i, m^2
b	Συντελεστής έμμεσου υπολογισμού λόγου πίεσης στο ORC, -
B	Παράμετρος υπολογισμού ηλιακής ακτινοβολίας για την Αθήνα, -
C	Λόγος συγκέντρωσης, -
C_o	Αρχικό κόστος επένδυσης, €
C_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα, J/kgK
DD	Ημέρα του έτους, -
DR	Ημερήσια διακύμανση της θερμοκρασίας, $^{\circ}C$
f	Συντελεστής ενεργειακής κάλυψης, -
G_b	Άμεση ηλιακή ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου, W/m^2
G_{bn}	Άμεση ακτινοβολία καθέτου επιπέδου, W/m^2
G_{bT}	Άμεση ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου, W/m^2
G_{on}	Ακτινοβολία καθέτου επιπέδου εκτός ατμόσφαιρας, W/m^2
G_{sc}	Ηλιακή σταθερά, W/m^2
h	Ειδική ενθαλπία, kJ/kgK
H_o	Ημερήσια ενέργεια που δέχεται οριζόντιο επίπεδο εκτός ατμόσφαιρας, kJ/m^2
H_u	Θερμογόνος δύναμη βιομάζας, kJ/kg
i	Αριθμός εκάστοτε ζώνης του δοχείου ($i=1\div 3$), -
I_o	Ενέργεια που δέχεται οριζόντια επιφάνεια εκτός ατμόσφαιρας για μία ώρα, kJ/m^2
K	Συντελεστής τροποποίησης οπτικού βαθμού απόδοσης, -
K_B	Κόστος βιομάζας, €/kWh
K_e	Κόστος ψύξης, €/kWh
K_{el}	Κόστος ηλεκτρικής ενέργειας, €/kWh
K_h	Κόστος θέρμανσης, €/kWh
m	Παροχή μάζας, kg/s
M	Μάζα διοξειδίου του άνθρακα, tn
p_{cond}	Πίεση του συμπυκνωτή στο κύκλωμα ORC, bar
p_{crit}	Πίεση στο κρίσιμο σημείο του οργανικού μέσου, bar

p_{\max}	Μέγιστη δυνατή πίεση συστήματος ORC, bar
p_{\min}	Ελάχιστη δυνατή πίεση συστήματος ORC, bar
PP	Pinch Point (Διάγραμμα T-Q), K
P_{el}	Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στη γεννήτρια, kW
$P_{el,c}$	Ηλεκτρική ισχύς που απαιτείται για τον συμπιεστή, kW
P_{net}	Ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς, kW
P_{pump}	Ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνεται στην αντλία του ORC, kW
$P_{turbine}$	Ωφέλιμη ισχύς που παράγεται από τον στρόβιλο, kW
Q	Ροή θερμότητας, kW
Q_{aux}	Πραγματικό φορτίο λέβητα βιομάζας, kW
Q_B	Απαιτούμενο φορτίο λέβητα βιομάζας, kW
Q_{st}	Αποθηκευμένη θερμότητα στο δοχείο αποθήκευσης, kW
r	Επιτόκιο αναγωγής, -
R_b	Λόγος αμέσου ακτινοβολίας κεκλιμένου προς εκείνη του οριζοντίου επιπέδου, -
t ή t_h	Ηλιακός χρόνος, h
$t_{h,max}$	Ο ηλιακός χρόνος που παρατηρείται μεγιστοποίηση της θερμοκρασίας, h
T	Θερμοκρασία, °C
T^*	Θερμοκρασία ελαίου στο Pinch Point, °C
$T_{am,m}$	Μέση θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της ημέρας, °C
T_c	Θερμοκρασία συμπύκνωσης (ORC και σύστημα ψύξης), °C
T_{h1}	Μέση θερμοκρασία για παραγωγή θερμότητας στην έξοδο του στρόβιλου, °C
T_{h2}	Μέση θερμοκρασία δοχείου αποθήκευσης, °C
$T_{lin,max}$	Μέγιστη δυνατή θερμοκρασία εισόδου του ελαίου στο ORC, °C
$T_{lin,min}$	Ελάχιστη δυνατή θερμοκρασία εισόδου του ελαίου στο ORC, °C
T_{sat}	Θερμοκρασία ατμοποίησης οργανικού μέσου, °C
T_{sti}	Θερμοκρασία στην κάθε ζώνη i, °C
T_{sun}	Θερμοκρασία ηλίου, K
U_T	Συντελεστής θερμικών απωλειών στο δοχείο αποθήκευσης, W/m ² K
V	Όγκος δοχείου αποθήκευσης, m ³
V_{Ti}	Όγκος κάθε ζώνης i, m ³
w_p	Προσεγγιστική τιμή της ισχύος της αντλίας του ORC, kW
Y	Εισερχόμενη χρηματοροή, €

Y_b	Ετήσια καταναλισκόμενη ενέργεια στον λέβητα, kWh
Y_e	Ετήσια παραγόμενη ενέργεια ψύξης, kWh
Y_{el}	Ετήσια παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια, kWh
Y_{h1}	Ετήσια παραγόμενη θερμότητα στο κύκλωμα ORC, kWh
Y_{h2}	Ετήσια παραγόμενη θερμότητα από το δοχείο, kWh
Y_{sol}	Ετήσια διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια, kWh

Ελληνικά σύμβολα

β	Κλίση του επιπέδου, °
γ	Αζιμούθιο επιφάνειας, °
γ_s	Αζιμούθιο ηλίου, °
δ	Ηλιακή απόκλιση, °
ΔT_{sh}	Θερμοκρασία υπερθέρμανσης, K
η_B	Βαθμός απόδοσης λέβητα βιομάζας, -
η_{en}	Ενεργειακός βαθμός απόδοσης, -
η_{ex}	Εξεργειακός βαθμός απόδοσης, -
$\eta_{en,y}$	Ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης, -
$\eta_{ex,y}$	Ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης, -
η_g	Βαθμός απόδοσης γεννήτριας, -
$\eta_{is,c}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή, -
$\eta_{is,T}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου, -
η_m	Μηχανικός βαθμός απόδοσης, -
η_{motor}	Μηχανικός βαθμός απόδοσης αντλίας του ORC, -
$\eta_{th,c}$	Στιγμιαίος βαθμός απόδοσης συλλεκτών, -
$\eta_{th,ORC}$	Βαθμός απόδοσης συστήματος ORC, -
θ	Γωνία πρόσπτωσης, °
θ_z	Γωνία ζενίθ, °
ρ	Πυκνότητα του ελαίου, kg/m ³
φ	Γεωγραφικό πλάτος, °
ω	Ωριαία γωνία, °

Δείκτες

am	Περιβάλλον
c	Συλλέκτες (έλαιο)

cc	Ψυκτικό μέσο/ Σύστημα ψύξης
cin	Είσοδος στους συλλέκτες
cout	Έξοδος από τους συλλέκτες
e	Ψύξη
eco	Οικονομητήρας (ORC)
eva	Ατμοποιητής/ Ατμοποίηση (ORC)
h ₁	Δείκτης θέρμανσης θερμοκρασίας T _{h1}
h ₂	Δείκτης θέρμανσης θερμοκρασίας T _{h2}
in	Είσοδος στο σύστημα ORC/ Προσφερόμενη
l	Έλαιο
lin	Είσοδος στο σύστημα ORC (ελαίου)
lout	Έξοδος από το σύστημα ORC (ελαίου)
load	Φορτίο
loss	Θερμικές απώλειες
o	Οργανικό μέσο/ Σύστημα ORC
sh	Υπερθερμαντής/ Υπερθέρμανση (ORC)
sol	Ηλιακή
u	Προσδιδόμενη

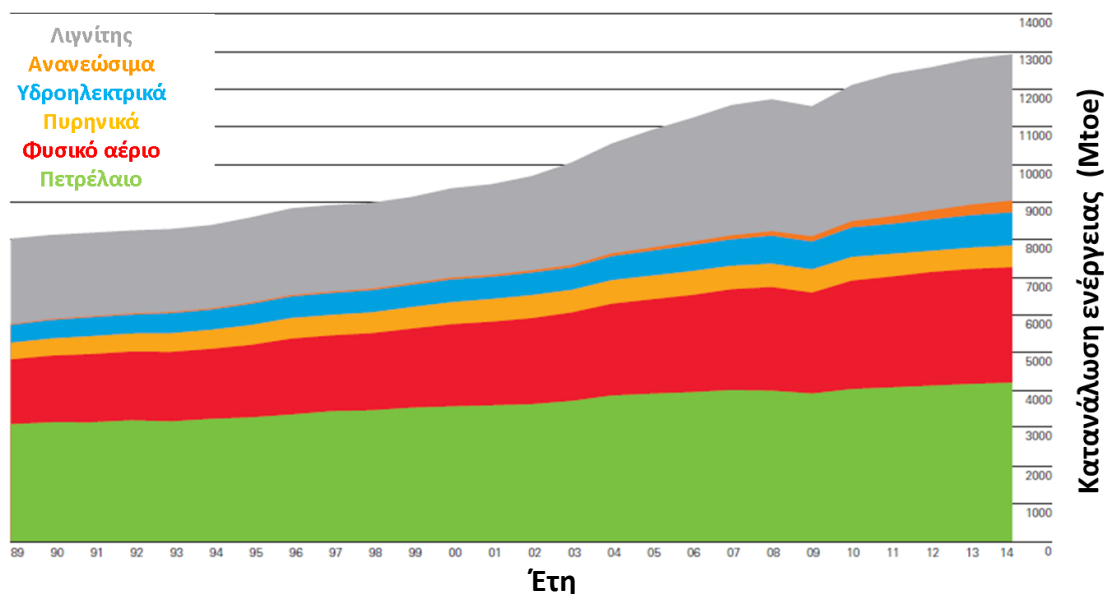
Συντομογραφίες

CF	Cash Flow
COP	Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος ψύξης
CPC	Compound Parabolic Collector
ETC	Evacuated Tube Collector
FPC	Flat Plate Collector
GWP	Global Warming Potential
IRR	Internal Rate of Return
NPV	Net Present Value
ODP	Ozone Depletion Potential
PP	Payback Period
PTC	Parabolic Trough Collector
SPP	Simple Payback Period

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Η ενεργειακή κατάσταση σήμερα και ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ΑΠΕ)

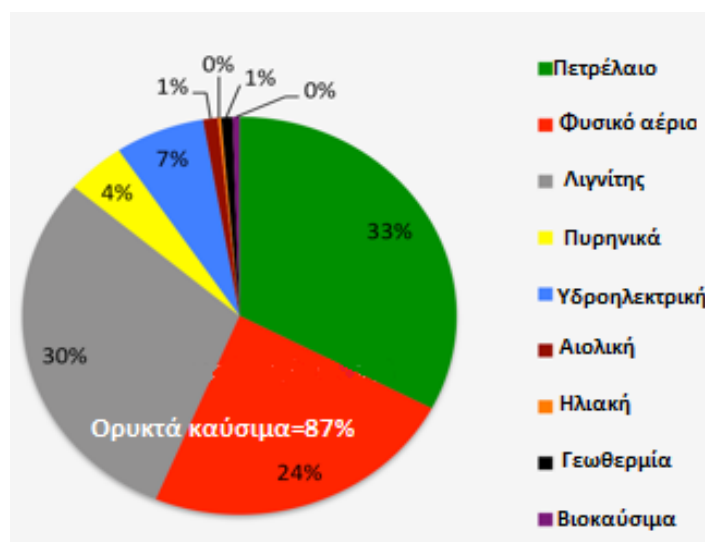
Η κατανάλωση ενέργειας σε κάθε χώρα μας υποδεικνύει το βιοτικό επίπεδο των ανθρώπων σε αυτή. Συγκεκριμένα, η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας αλλά και ψύξης, είναι 3 από τις πιο βασικές μορφές ενέργειας που χρησιμοποιεί κατά κόρον ο σύγχρονος άνθρωπος στην καθημερινότητά του. Ταυτόχρονα, η συνεχής βελτίωση του τρόπου ζωής των ανθρώπων, οδηγεί σε όλο και μεγαλύτερη ζήτηση ενέργειας παγκοσμίως. Το διάγραμμα που ακολουθεί μας παρουσιάζει τη σημαντική αύξηση της παγκόσμιας ενεργειακής κατανάλωσης τα τελευταία χρόνια. Στο ίδιο διάγραμμα γίνεται σαφής και η αύξηση ή η μείωση της ενέργειας σε κάθε μορφή της.



Εικόνα 1.1 Παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση τα τελευταία χρόνια [1.1]

Από το παραπάνω διάγραμμα λοιπόν, φαίνεται μια αυξητική τάση στην κατανάλωση ενέργειας χρόνο με το χρόνο. Επίσης, παρατηρείται και μια αύξηση στη χρήση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ΑΠΕ), καθώς επίσης και στην ευρύτερη χρήση του φυσικού αερίου, το οποίο θεωρείται πιο καθαρό καύσιμο συγκριτικά με τα υπόλοιπα ορυκτά, όπως πετρέλαιο και λιγνίτης. Αυτό με τη σειρά του, υποδηλώνει την ευαισθητοποίηση, σιγά σιγά, όλων των χωρών παγκοσμίως στο σημαντικό ενεργειακό ζήτημα που έχει αντίκτυπο στον πλανήτη. Ειδικότερα, όλα τα ορυκτά καύσιμα εκπέμπουν βλαβερούς για το περιβάλλον και την υγεία των ανθρώπων ρύπους όπως CO₂, CO, SO₂, NO_x. Έτσι λοιπόν, οι τρόποι αντιμετώπισης των ρύπων αυτών, είναι η στροφή προς εναλλακτικούς τρόπους παραγωγής ενέργειας. Πρόκειται λοιπόν για τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ηλιακή, αιολική, γεωθερμική, υδροηλεκτρική), αλλά ακόμα και η πυρηνική ενέργεια θα μπορούσε να αποτελέσει σημαντική πηγή ενέργειας χωρίς να συμβάλλει στους παραπάνω ρύπους. Αξίζει να αναφερθεί βέβαια, πως η τελευταία πηγή ενέργειας, έχει ένα σημαντικό περιβαλλοντικό αποτύπωμα, τα

πυρηνικά απόβλητα. Κατά τη σχάση του ουρανίου, «καίγοντας» το πυρηνικό καύσιμο, τελικά παραμένουν οι χρησιμοποιημένες ράβδοι, ως πυρηνικό απόβλητο. Αυτό με τη σειρά του είναι δύσκολο να αποθηκευτεί εφόσον φέρει σημαντικά ποσά ιονίζουσας και ρυπογόνους ραδιενέργειας, τόσο για το περιβάλλον, όσο και για τον άνθρωπο. Έτσι λοιπόν, μεγαλώνει το ενδιαφέρον ακόμα περισσότερο προς τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Και μάλιστα είναι συνεχής ή εξέλιξης τους, εφόσον επενδύονται σημαντικά ποσά ενέργειας στην έρευνα και ανάπτυξη των ανανεώσιμων. Ακόμα και σήμερα όμως το ποσοστό της συμβολής των ανανεώσιμων στην παραγωγή ενέργειας, παραμένει μικρό, αν σκεφτεί κανείς πως κατά το 2013, σε μια έρευνα που πραγματοποιήθηκε παγκοσμίως, το 87% της παραγωγής ενέργειας προέρχεται από ορυκτά καύσιμα [1.2]. Στο παρακάτω λοιπόν διάγραμμα, απεικονίζεται μια κατανομή των ενεργειακών πηγών κατά το 2013.

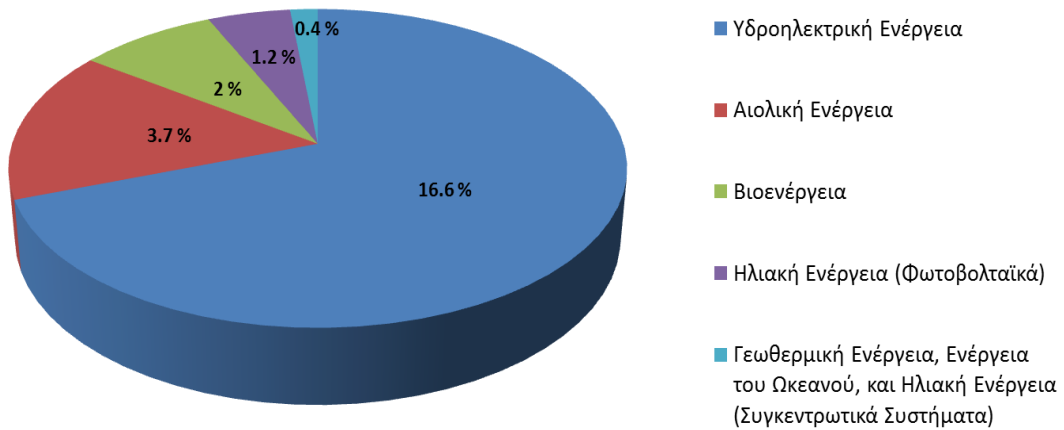


Εικόνα 1.2 Κατανομή ενεργειακών πηγών κατά το 2013 [1.2]

Το συμπέρασμα που βγάζουμε με βάση το παραπάνω διάγραμμα είναι πως τελικά οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας έχουν μεγάλο περιθώριο ακόμα ώστε να αυξηθεί η παραγωγή ενέργειας από αυτές με σκοπό να μειωθεί το ποσοστό χρήσης των ορυκτών καυσίμων.

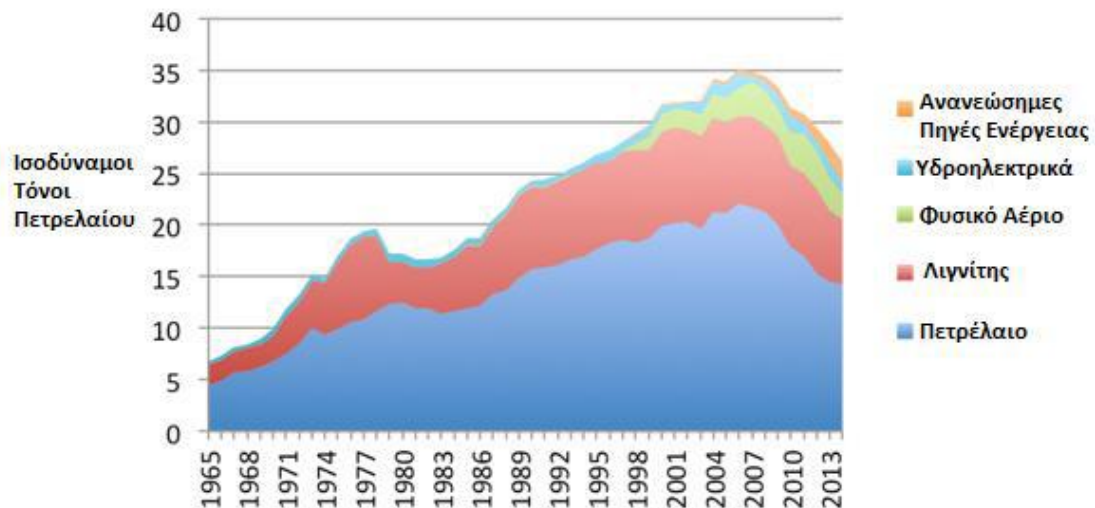
Από τα ανανεώσιμα λοιπόν, το μεγαλύτερο μέρος καλύπτει η υδροηλεκτρική ενέργεια, στην οποία έχει δημιουργηθεί και μια σύγχυση, καθώς για πολλούς δε θεωρείται «πράσινη» ενέργεια. Όμως, εφόσον πρόκειται για μετατροπή της δυναμικής ενέργειας του νερού, σε κινητική και κατόπιν σε ηλεκτρική, μπορούμε να θεωρήσουμε πως τελικά πρόκειται για «πράσινη» και ανανεώσιμη μορφή ενέργειας. Στο επόμενο διάγραμμα, φαίνεται η κατανομή των διάφορων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας.

Ποσοστά ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (2015)



Εικόνα 1.3 Κατανομή των διάφορων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας [1.3]

Αξίζει επιπλέον να αναφέρουμε, πως και στην Ελλάδα, η αυξητική τάση ζήτησης ενέργειας ακολουθεί την παγκόσμια, με μία μικρή πτώση τα τελευταία χρόνια λόγω της οικονομικής κρίσης που βιώνουμε σαν χώρα. Επιπλέον, με παρόμοιο τρόπο ακολουθείται και η χρήση των διάφορων πηγών για την παραγωγή ενέργειας με μία μόνο διαφοροποίηση. Αυτή των πυρηνικών, καθώς η χώρα μας δε διαθέτει κανένα πυρηνικό εργοστάσιο [1.4]. Ακολουθεί ένα διάγραμμα που μας υποδεικνύει την ενεργειακή κατανομή της Ελλάδος.

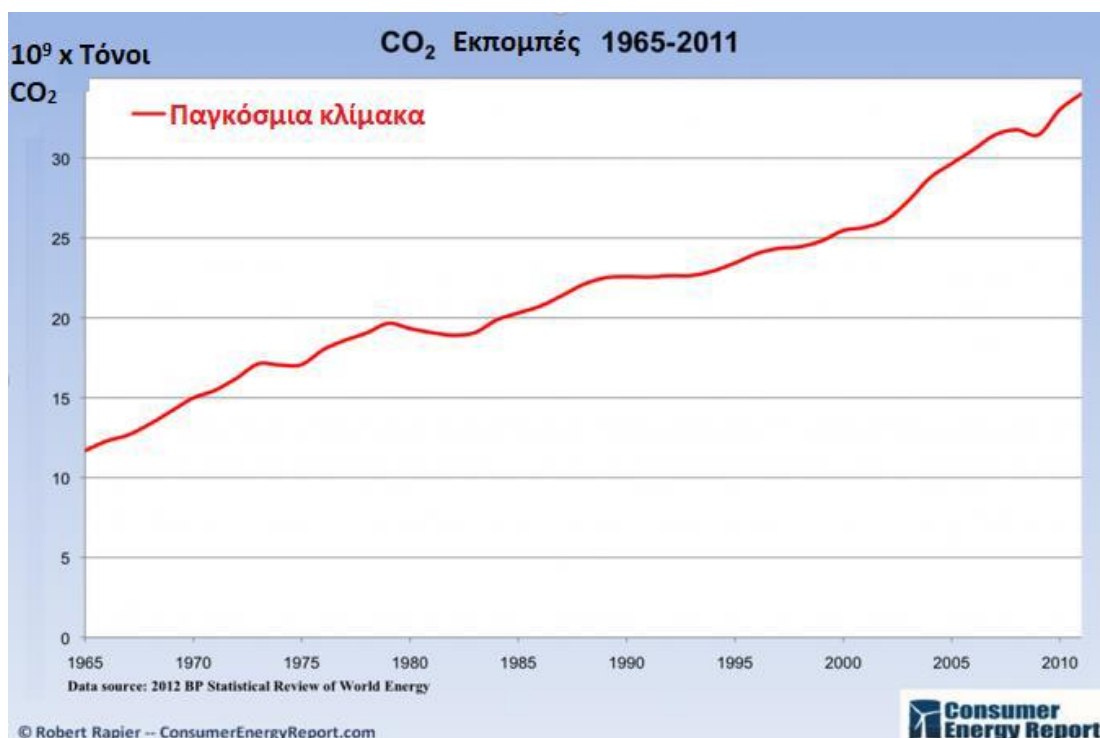


Εικόνα 1.4 Ενεργειακή κατανομή της Ελλάδος [1.4]

1.2 Κλιματική αλλαγή

Η χρήση ορυκτών καυσίμων (πετρέλαιο, λιγνίτης αλλά και φυσικό αέριο) έχει ως αποτέλεσμα την παραγωγή επιβλαβών ρύπων (CO_2 , CO , SO_2 , NO_x) για το περιβάλλον, όπως προαναφέρθηκε. Συγκεκριμένα, το φαινόμενο του θερμοκηπίου, η όξινη βροχή και η τρύπα του όζοντος είναι οι κυριότερες και οι σοβαρότερες περιβαλλοντικές επιπτώσεις από την καύση των ορυκτών καυσίμων και την παραγωγή των παραπάνω ρύπων. Μέχρι στιγμής, όλα τα παραπάνω δεν έχουν οδηγήσει σε ραγδαίες μεταβολές του περιβάλλοντος, αν και είναι ήδη κάποιες αλλαγές εμφανείς. Γίνεται μια εκτίμηση όμως, πως σε βάθος χρόνου, οι αλλαγές στον πλανήτη, θα είναι ραγδαίες και μάλιστα με αρνητικές κυρίως επιπτώσεις τόσο στον τρόπο ζωής όσο και στην υγεία του ανθρώπου.

Έτσι λοιπόν στις μέρες, προσπαθούν όλες οι ρυπογόνες εγκαταστάσεις παγκοσμίως που χρησιμοποιούν ορυκτά καύσιμα, να λαμβάνουν μέτρα μείωσης ρύπων όπως CO , SO_2 , NO_x με διάφορους τρόπους και μεθόδους. Αποτέλεσμα όλης αυτής της διαδικασίας είναι η προστασία της ατμόσφαιρας ούτως ώστε να αποφευχθούν τα περιβαλλοντικά προβλήματα τόσο στο παρόν όσο και στο μέλλον. Όμως, στην περίπτωση του CO_2 , είναι δύσκολο να βρεθεί τρόπος αντιμετώπισής του, παρά μόνο η στροφή στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Ενδεικτικά, παραθέτω το εξής διάγραμμα που παρουσιάζει η αυξητική τάση της εκπομπής διοξειδίου του άνθρακα παγκοσμίως τα τελευταία χρόνια.



Εικόνα 1.5 Εκπομπές CO_2 παγκοσμίως [1.5]

Αποτέλεσμα λοιπόν, αυτής της ραγδαίας αύξησης των εκπομπών του CO₂ είναι το γνωστό σε όλους «φαινόμενο του θερμοκηπίου», το οποίο προκαλεί την υπερθέρμανση του πλανήτη, με πολλές αρνητικές επιπτώσεις στο κλίμα αλλά και στο λιώσιμο των πάγων, ένα φαινόμενο που δε γνωρίζουμε τη διάσταση που μπορεί να πάρει (πέρα από την άνοδο της στάθμης της θάλασσας) αν λιώσουν σε μεγάλη έκταση [1.6]. Το παρακάτω διάγραμμα μας δείχνει τη διακύμανση της μεταβολής της μέσης θερμοκρασίας του πλανήτη από το έτος 1880 μέχρι και σήμερα, η οποία όπως φαίνεται είναι ανοδική.



Εικόνα 1.6 Διακύμανση της μεταβολής της μέσης θερμοκρασίας [1.6]

Από όλα τα παραπάνω λοιπόν, γίνεται επιτακτική η ανάγκη στροφής προς τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Ειδικότερα, παρακάτω θα αναλύσουμε τη χρήση της ηλιακής ενέργειας, την οποία μπορούμε να εκμεταλλευτούμε για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας, ακόμα και ψύξης.

Βιβλιογραφία 1^{ου} κεφαλαίου

- [1.1] <https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review-2017/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf>
- [1.2] <http://euanmearns.com/global-energy-trends-bp-statistical-review-2014/>
- [1.3] http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2016/06/GSR_2016_Full_Report.pdf
- [1.4] <https://ourfiniteworld.com/2015/07/08/what-greece-cyprus-and-puerto-rico-have-in-common/>
- [1.5] <http://www.energytrendsinsider.com/2012/07/02/global-carbon-dioxide-emissions-facts-and-figures/>
- [1.6] <https://earthobservatory.nasa.gov/Features/GlobalWarming/page2.php>

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΚΑΙ ΤΥΠΟΙ ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΛΛΕΚΤΩΝ

Όπως περιγράψαμε στο Κεφάλαιο 1, η στροφή στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας αποτελεί πλέον κύριο κίνητρο των περισσότερων χωρών παγκοσμίως.

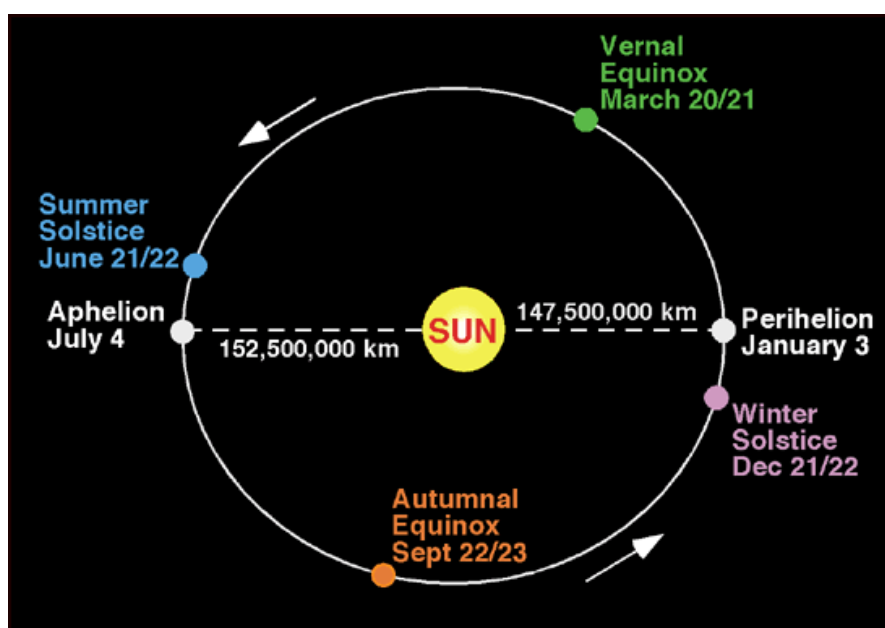
2.1 Ο Ήλιος

Ο ήλιος είναι ο αστέρας του ηλιακού μας συστήματος και το λαμπρότερο σώμα του ουρανού. Είναι σχεδόν μια τέλεια σφαίρα με διάμετρο 1,4 εκατομμύρια χιλιόμετρα (109 φορές περισσότερο από τη Γη), και η μάζα του ($2 \cdot 10^{30}$ kg) αποτελεί το 99.86% της μάζας του ηλιακού συστήματος. Η φωτεινότητά του είναι τέτοια, ώστε κατά την διάρκεια της ημέρας να μην επιτρέπει, λόγω της έντονης διάχυσης του φωτός, σε άλλα ουράνια σώματα να εμφανίζονται (με εξαίρεση τη σελήνη και σπανιότερα την Αφροδίτη). Είναι το κοντινότερο στη γη άστρο, σε απόσταση 149,6 εκατομμυρίων χιλιομέτρων, ενώ ακολουθεί μία τροχιά μέσα στον Γαλαξία σε μία απόσταση 25.000 με 28.000 έτη φωτός από το κέντρο του, ολοκληρώνοντας μία περιφορά σε περίπου 226 εκατομμύρια έτη [2.1].

Η μέση θερμοκρασία του ήλιου υπολογίζεται περίπου περί τους 5770 K, καθώς επίσης παράγει στην επιφάνειά του μια ισχύ της τάξεως των 63 MW/m^2 . Από όλη αυτήν την ενέργεια, ένα πολύ μικρό μέρος μόνο φτάνει στη γη, το οποίο είναι ικανό να συντηρήσει όλες τις ενεργειακές ανάγκες του πλανήτη [2.2].

Η τροχιά της γης περί τον ήλιο είναι τέτοια ώστε η απόσταση μεταξύ τους να μεταβάλλεται κατά $\pm 1,7\%$ περί τη μέση απόσταση γης-ηλίου, η οποία είναι $1,495 \cdot 10^{11}$ m.

Ορίζουμε ως ηλιακή σταθερά G_{sc} , την ενέργεια ανά μονάδα χρόνου που δέχεται εκτός ατμόσφαιρας από τον ήλιο η μονάδα επιφάνειας κάθετης στη διεύθυνση διάδοσης της ακτινοβολίας, όταν η απόσταση γης-Ηλίου γίνεται μέγιστη. Η τιμή της ηλιακής σταθεράς είναι $G_{sc}=1353 \text{ W/m}^2$ [2.3].



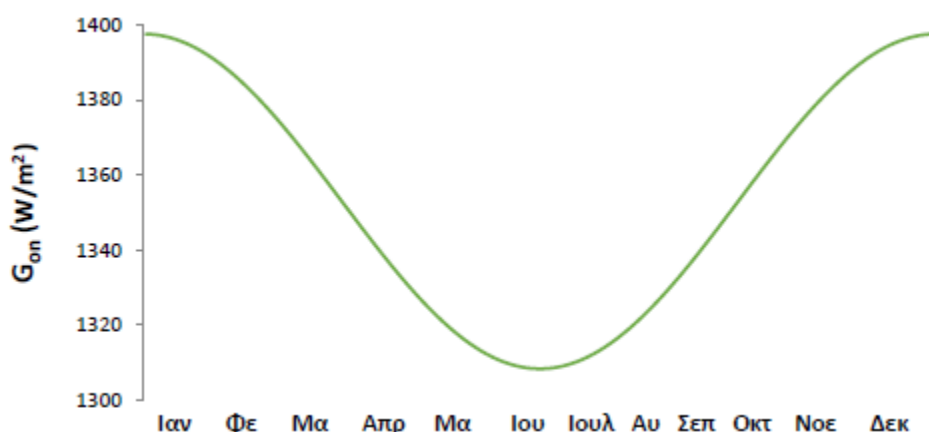
Εικόνα 2.1 Τροχιά της γης γύρω από τον ήλιο [2.4]

Αξίζει να αναφερθεί πως, καθώς η τροχιά της γης γύρω από τον ήλιο είναι ελλειπτική, αυτό σημαίνει πως υπάρχει και μεταβολή της ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας κατά $\pm 3\%$ περί τη μέση τιμή της [2.3]. Συνεπώς η ακτινοβολία που δέχεται επίπεδο εκτός ατμόσφαιρας κάθετο στις ακτίνες G_{on} , δίνεται από τη σχέση:

$$G_{on} = G_{sc} \cdot \left[1 + 0.033 \cdot \cos \left(\frac{360 \cdot n}{365} \right) \right], \quad (2.1)$$

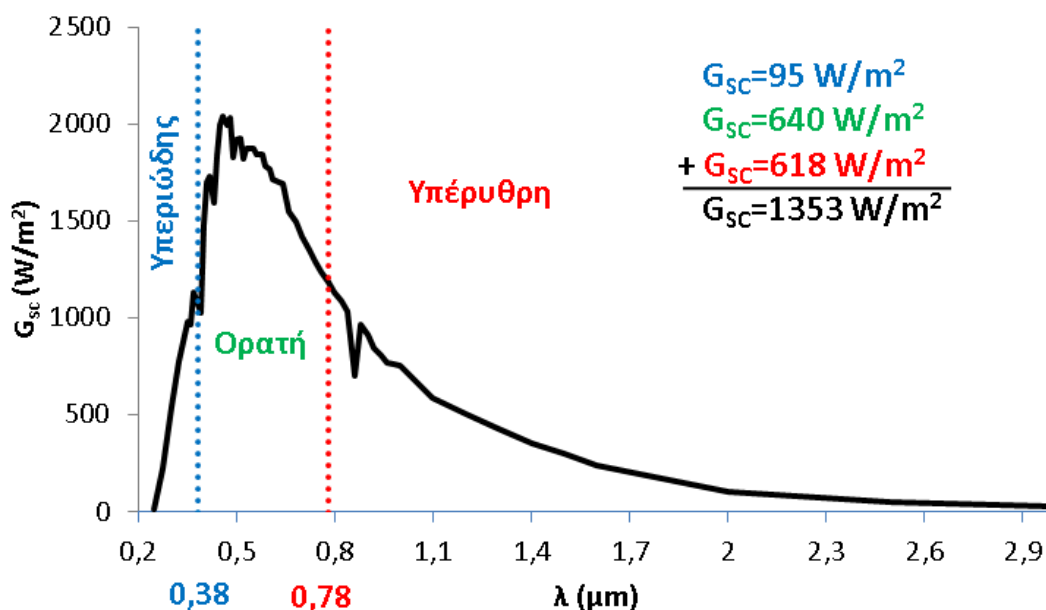
Όπου n : η ημέρα του έτους

Η παραπάνω σχέση δίνεται και υπό μορφή διαγράμματος:



Εικόνα 2.2 Μεταβολή της ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας καθέτου επιπέδου συναρτήσει των ημερών του έτους

Αξίζει να αναφερθεί πως η ηλιακή ακτινοβολία εκπέμπεται σε φάσμα το οποίο παρουσιάζει μια ιδιόμορφη κατανομή και φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Εικόνα 2.3 Φασματική κατανομή ηλιακής ακτινοβολίας εντός της ατμόσφαιρας [2.7]

2.2 Χαρακτηριστικές γωνίες

Γεωγραφικό πλάτος (φ): Είναι η γωνιακή θέση μιας περιοχής βόρεια ή νότια ως προς το επίπεδο του ισημερινού. Ισχύει $-90^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$, όπου ο βορράς ορίζεται με θετικό πρόσημο και ο νότος με αρνητικό.

Ηλιακή απόκλιση (δ): Είναι η γωνιακή θέση του ηλίου κατά το ηλιακό μεσημέρι ως προς το επίπεδο του ισημερινού. Ισχύει $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$, με θετικές τιμές προς τον βορρά. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(\frac{360 \cdot (284 + n)}{365}\right), \quad (2.2)$$

Όπου $n=1-365$ η ημέρα του έτους.

Ωριαία γωνία (ω): Είναι η γωνιακή μετατόπιση του ηλίου ανατολικά ή δυτικά του τοπικού μεσημβρινού λόγω της περιστροφής της γης περί τον άξονά της με ρυθμό $15^\circ/h=0,25^\circ/\text{min}$. Προφανώς ισχύει:

$$\omega = 0,25 \cdot (\text{min από το ηλιακό μεσημέρι}), \quad (2.3)$$

Λαμβάνεται $\omega > 0$ για μ.μ. και $\omega < 0$ για π.μ.

Κλίση επιπέδου (β): Είναι η γωνία που σχηματίζει μία επίπεδη επιφάνεια με το οριζόντιο επίπεδο. Είναι $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$. Για το οριζόντιο επίπεδο είναι $\beta=0^\circ$, για το κατακόρυφο $\beta=90^\circ$. Για $\beta > 90^\circ$ το επίπεδο βλέπει προς τα κάτω.

Αζιμούθιο επιφάνειας (γ): Είναι η γωνία που σχηματίζεται από την προβολή της καθέτου στην επιφάνεια πάνω στο οριζόντιο επίπεδο και τη νότια κατεύθυνση. Είναι $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ με $\gamma=0^\circ$ στο νότο, $\gamma=90^\circ$ στη δύση, $\gamma=180^\circ$ στο βορρά και $\gamma=-90^\circ$ στην ανατολή.

Γωνία πρόσπτωσης (θ): Είναι η γωνία μεταξύ των προσπιπτουσών ηλιακών ακτίνων και της καθέτου στην επιφάνεια. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\cos\theta = \sin\delta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\beta - \sin\delta \cdot \cos\varphi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma + \cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\beta \cdot \cos\omega + \cos\delta \cdot \sin\varphi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma \cdot \cos\omega + \cos\delta \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma \cdot \sin\omega, \quad (2.4)$$

Γωνία ζενίθ (θ_z): Είναι η γωνία που σχηματίζεται από την κατακόρυφο και την ευθεία όρασης του ηλίου. Υπολογίζεται από τη σχέση:

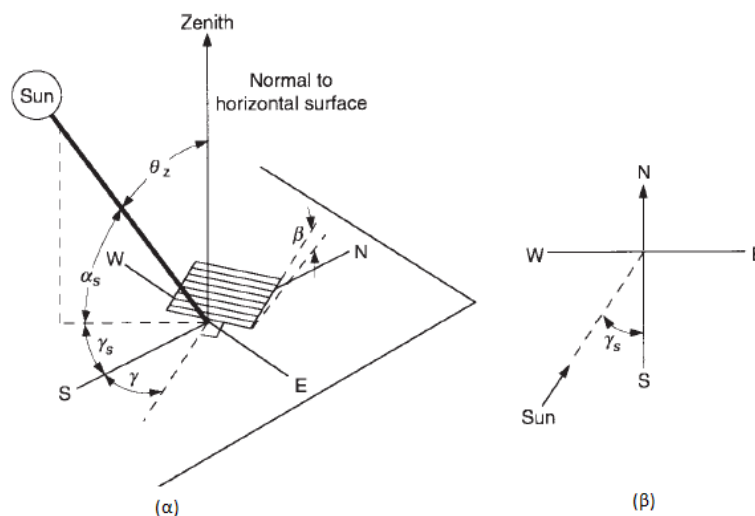
$$\cos\theta_z = \sin\delta \cdot \sin\varphi + \cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\omega, \quad (2.5)$$

Ηλιακό ύψος ($90^\circ - \theta_z$): Είναι η γωνία που σχηματίζεται από την ευθεία όρασης του ηλίου και την προβολή της στο οριζόντιο επίπεδο.

Αζιμούθιο ηλίου (γ_s): Είναι η γωνία μεταξύ της προβολής της ευθείας όρασης του ηλίου στο οριζόντιο επίπεδο και της νότιας κατεύθυνσης,

$$\sin\gamma_s = \frac{\cos\delta \cdot \sin\omega}{\sin\theta_z}, \quad (2.6)$$

Στο επόμενο διάγραμμα αποτυπώνονται κάποιες από τις παραπάνω γωνίες:



Εικόνα 2.4 Γωνία ζενίθ θ_z , ηλιακό ύψος $90^\circ - \theta_z$, αζιμούθιο επιφάνειας γ , αζιμούθιο ηλίου γ_s και κλίση επιπέδου β [2.3]

2.3 Γωνία πρόσπτωσης σε κινούμενα επίπεδα

Οι συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες συνήθως φέρουν μηχανισμό κίνησης ώστε να ακολουθούν την κίνηση του ηλίου (tracking system). Υπάρχουν δύο κατηγορίες κίνησης, η κίνηση περί έναν άξονα (κατεύθυνση ανατολής-δύσης, βορρά-νότου ή παράλληλο στον άξονα της γης) και η κίνηση περί δύο αξόνων. Ακολουθούν διάφορες σχέσεις για τη γωνία πρόσπτωσης ανάλογα με την εκάστοτε κίνηση του μηχανισμού [2.3]:

α) Για επίπεδο στρεπτό περί οριζόντιο άξονα διεύθυνσης ανατολής-δύσης με μία μόνο ημερήσια ρύθμιση έτσι ώστε οι ηλιακές ακτίνες να είναι κάθετες στο επίπεδο κάθε μεσημέρι:

$$\cos\theta = \sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cdot \cos\omega , \quad (2.7)$$

β) Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση αλλά με συνεχή ρύθμιση ώστε να ελαχιστοποιείται η γωνία πρόσπτωσης:

$$\cos\theta = \sqrt{1 - \cos^2 \delta \cdot \sin^2 \omega} , \quad (2.8)$$

γ) Για επίπεδο στρεπτό περί οριζόντιο άξονα διεύθυνσης βορρά-νότου με συνεχή ρύθμιση ώστε να ελαχιστοποιείται η γωνία πρόσπτωσης:

$$\cos\theta = \sqrt{(\sin\varphi \cdot \sin\delta + \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega)^2 + \cos^2 \delta \cdot \sin^2 \omega} , \quad (2.9)$$

δ) Για επίπεδο στρεπτό περί άξονα παράλληλο προς τον άξονα της γης με συνεχή ρύθμιση:

$$\cos\theta = \cos\delta , \quad (2.10)$$

ε) Για επίπεδο στρεπτό περί δύο άξονες με συνεχή ρύθμιση ώστε να είναι συνεχώς κάθετο στις ηλιακές ακτίνες, προφανώς ισχύει:

$$\cos\theta = 1, \quad (2.11)$$

2.4 Είδη ηλιακής ακτινοβολίας

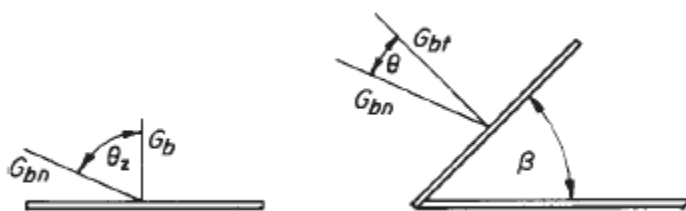
Άμεσος ακτινοβολία: Είναι η το μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας που φθάνει στη γη κατ' ευθείαν από τον ήλιο χωρίς να μεσολαβήσει διασκορπισμός μέσα στην ατμόσφαιρα. Η στιγμιαία τιμή (σε W/m^2) της άμεσου ακτινοβολίας που δέχεται το οριζόντιο επίπεδο συμβολίζεται με G_b ενώ προκειμένου για κεκλιμένο επίπεδο, με G_{bT} . Για χρονική περίοδο μιας ώρας ή μιας ημέρας αντί του συμβόλου G θα χρησιμοποιείται το I και H αντιστοίχως.

Διάχυτος ακτινοβολία: Είναι το μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας που φθάνει στη γη ύστερα από διασκορπισμό και αλλαγή κατεύθυνσης κατά τη διαδρομή μέσα στην ατμόσφαιρα. Συμβολισμός όπως και για την άμεσο ακτινοβολία αλλά με δείκτη d αντί για b .

Ολική ακτινοβολία: Είναι το άθροισμα της άμεσου και της διαχύτου ηλιακής ακτινοβολίας, συμπεριλαμβανομένης και της ανακλώμενης ακτινοβολίας από παρακείμενες επιφάνειες. Συμβολισμοί όπως και στην περίπτωση της άμεσου ή της διαχύτου ακτινοβολίας αλλά χωρίς δείκτη b ή d .

Ακτινοβολία καθέτου επιπέδου: Η κάθετος ακτινοβολία, είναι η ακτινοβολία που δέχεται επίπεδο κάθετο στις ηλιακές ακτίνες. Δηλώνεται θέτοντας τον δείκτη n . Για παράδειγμα, G_{bn} είναι η άμεσος ακτινοβολίας καθέτου επιπέδου [2.3].

2.4.1 Άμεσος ακτινοβολία οριζόντιας και κεκλιμένης επιφάνειας



Εικόνα 2.5 Άμεσος ακτινοβολία οριζόντιας και κεκλιμένης επιφάνειας [2.3]

Σύμφωνα με την εικόνα 2.5 ισχύουν οι σχέσεις:

$$G_b = G_{bn} \cdot \cos\theta_z, \quad (2.12)$$

$$G_{bT} = G_{bn} \cdot \cos\theta, \quad (2.13)$$

Όπου G_b , G_{bT} και G_{bn} είναι η άμεσος ακτινοβολία που δέχεται το οριζόντιο, το κεκλιμένο και το κάθετο επίπεδο στις ηλιακές ακτίνες, αντίστοιχα. Από τις παραπάνω

σχέσεις προκύπτει ο λόγος R_b της άμεσου ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου προς την άμεσο οριζοντίου επιπέδου [2.3]:

$$R_b = \frac{G_{bT}}{G_b} = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z}, \quad (2.14)$$

Για κεκλιμένες επιφάνειες που βρίσκονται στο βόρειο ημισφαίριο και είναι εστραμμένες προς νότο (αζιμούθιο επιφάνειας $\gamma=0^\circ$) η εξίσωση (2.14) γίνεται [2.3]:

$$R_b = \frac{\sin\delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos\delta \cdot \cos(\varphi - \beta) \cdot \cos\omega}{\sin\delta \cdot \sin\varphi + \cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\omega}, \quad (2.15)$$

2.4.2 Ακτινοβολία οριζόντιας επιφάνειας εκτός ατμόσφαιρας

Η ακτινοβολία οριζόντιας επιφάνειας εκτός ατμόσφαιρας G_o συνδέεται με την κάθετο ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας G_{on} με τη σχέση:

$$G_o = G_{on} \cdot \cos\theta_z, \quad (2.16)$$

Ολοκλήρωση της παραπάνω εξίσωσης για χρονική περίοδο μιας ώρας που καθορίζεται από τις ωριαίες γωνίες ω_1 και ω_2 ($\omega_1 < \omega_2$) δίδει την ενέργεια I_o (σε J/m^2) που δέχεται οριζόντια επιφάνεια εκτός ατμόσφαιρας κατά τη διάρκεια μιας ώρας [2.3]:

$$I_o = \frac{12 \cdot 3600}{\pi} \cdot G_{on} \cdot \left[\cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot (\sin\omega_2 - \sin\omega_1) + \frac{2 \cdot \pi \cdot (\omega_2 - \omega_1)}{360} \sin\varphi \cdot \sin\delta \right], \quad (2.17)$$

Αν στην παραπάνω σχέση θέσουμε σαν όρια τις ωριαίες γωνίες ανατολής και δύσης του ηλίου, δηλαδή $\omega_1 = -\omega_s$ και $\omega_2 = \omega_s$ προκύπτει η ημερήσια ενέργεια (σε J/m^2) που δέχεται οριζόντια επιφάνεια εκτός ατμόσφαιρας [2.3]:

$$H_o = \frac{24 \cdot 3600}{\pi} \cdot G_{on} \cdot \left[\cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \sin\omega_s + \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega_s}{360} \cdot \sin\varphi \cdot \sin\delta \right], \quad (2.18)$$

2.4.3 Άμεσος ηλιακή ακτινοβολία καθέτου επιπέδου στην περιοχή της Αθήνας και μετεωρολογικά δεδομένα

Η άμεσος ηλιακή ακτινοβολία καθέτου επιπέδου G_{bn} (σε W/m^2) στην περιοχή της Αθήνας προσεγγίζεται από τη σχέση [2.5]:

$$G_b = A \cdot \exp\left[-\frac{B}{\cos\theta_z}\right], \quad (2.19)$$

$$N_D = \frac{2}{15} \cdot \arccos(-\tan\varphi \cdot \tan\delta), \quad (2.20)$$

Όπου θεωρούμε $G_b \equiv G_{bn}$, και A , B φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 2.1), στον οποίο περιλαμβάνονται επίσης η μέση μέρα κάθε μήνα, η ηλιακή απόκλιση δ , η διάρκεια τη ημέρας N_D σε ώρες (εξίσωση (2.20)), η μέση θερμοκρασία κάθε μήνα $T_{am,m}$ και η ημερήσια διακύμανση της μέσης ημέρας κάθε μήνα DR :

Μήνας	Μέση ημέρα	δ (°)	N _d (h)	T _{am,m} (°C)	DR (°C)	A (W/m ²)	B (-)
Ιανουάριος	17	-20.9	9.78	12.29	7.67	1107.4	0.1243
Φεβρουάριος	16	-13.0	10.81	13.35	8.21	1091.8	0.1393
Μάρτιος	16	-2.4	12.00	16.67	9.17	1064.1	0.1600
Απρίλιος	15	9.4	13.23	21.59	10.36	1033.2	0.1817
Μάιος	15	18.8	14.22	26.74	11.45	1008.6	0.1985
Ιούνιος	11	23.1	14.64	30.90	12.17	995.6	0.2074
Ιούλιος	17	21.2	14.26	32.70	12.29	997.8	0.2062
Αύγουστος	16	13.5	13.25	31.77	11.78	1015.1	0.1951
Σεπτέμβριος	15	2.2	11.98	28.26	10.77	1044.2	0.1761
Οκτώβριος	15	-9.6	10.75	23.33	9.57	1077.1	0.1542
Νοέμβριος	14	-18.9	9.74	18.02	8.45	1106.1	0.1339
Δεκέμβριος	10	-23.0	9.36	14.06	7.77	1116.9	0.1241

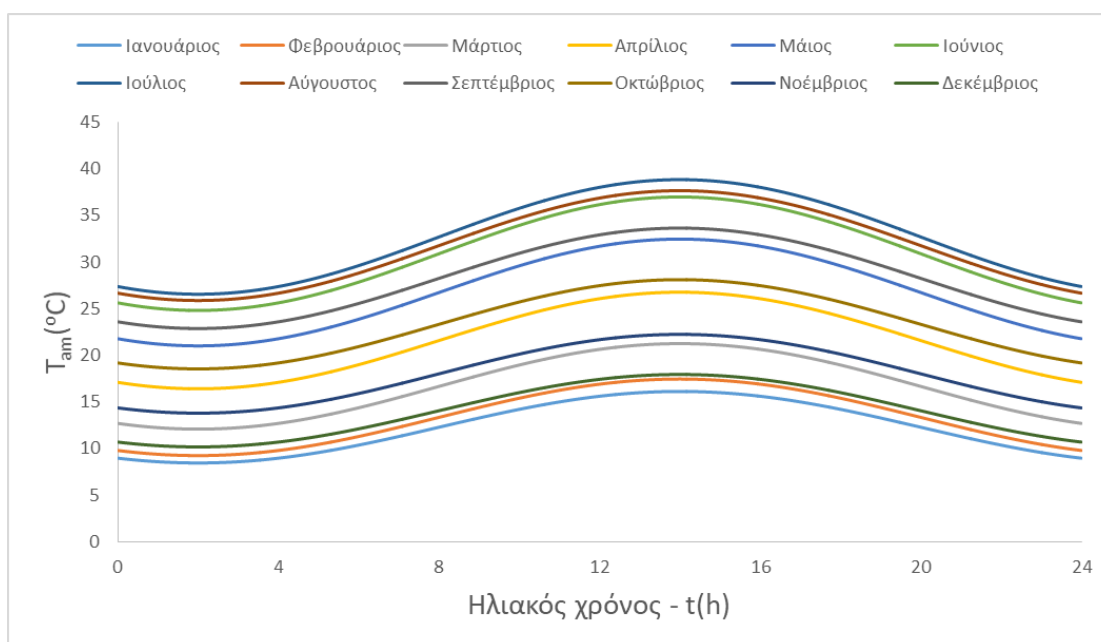
Πίνακας 2.1 Μέση ημέρα κάθε μήνα, ηλιακή απόκλιση, διάρκεια ημέρας, μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος, θερμοκρασιακή διακύμανση, συντελεστές A,B [2.5]

Η θερμοκρασιακή διακύμανση για τη μέση μέρα κάθε μήνα δίνεται από τη σχέση [2.5]:

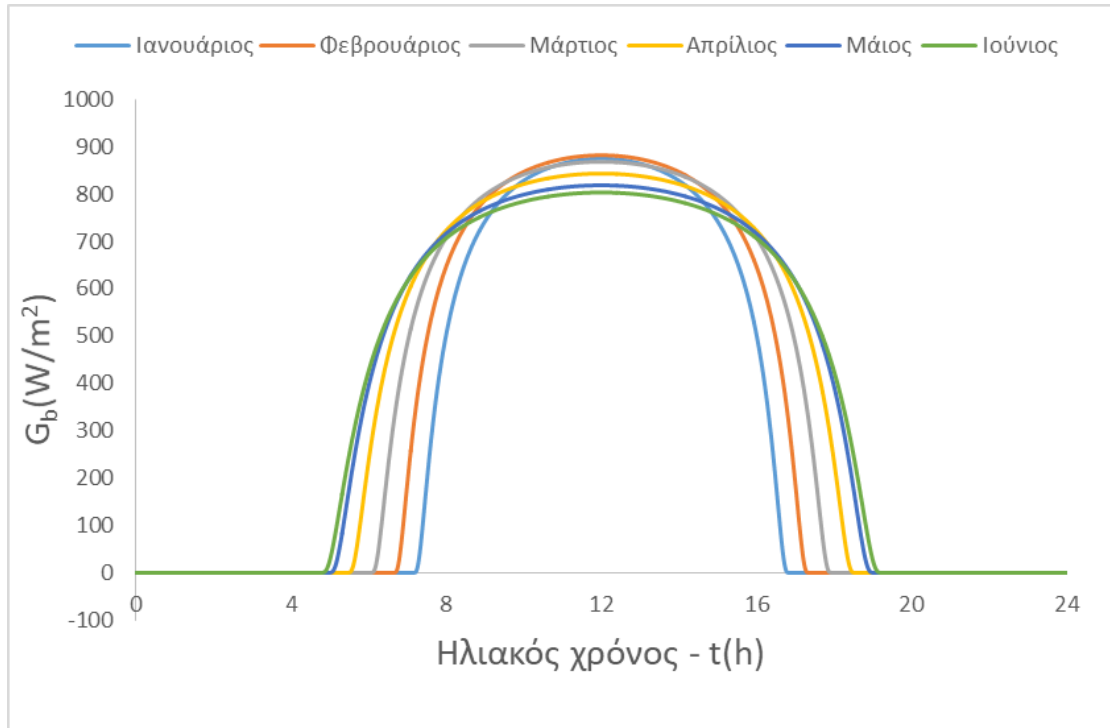
$$T_{am} = T_{am,m} + \frac{DR}{2} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t_h - t_{h,max}}{24}\right), \quad (2.21)$$

Όπου T_{am,m}, DR φαίνονται στον Πίνακα 2.1 και t_{h,max} η ώρα που μεγιστοποιείται η θερμοκρασία κατά τη μέση μέρα κάθε μήνα, όπου επιλέγεται να είναι 14 h.

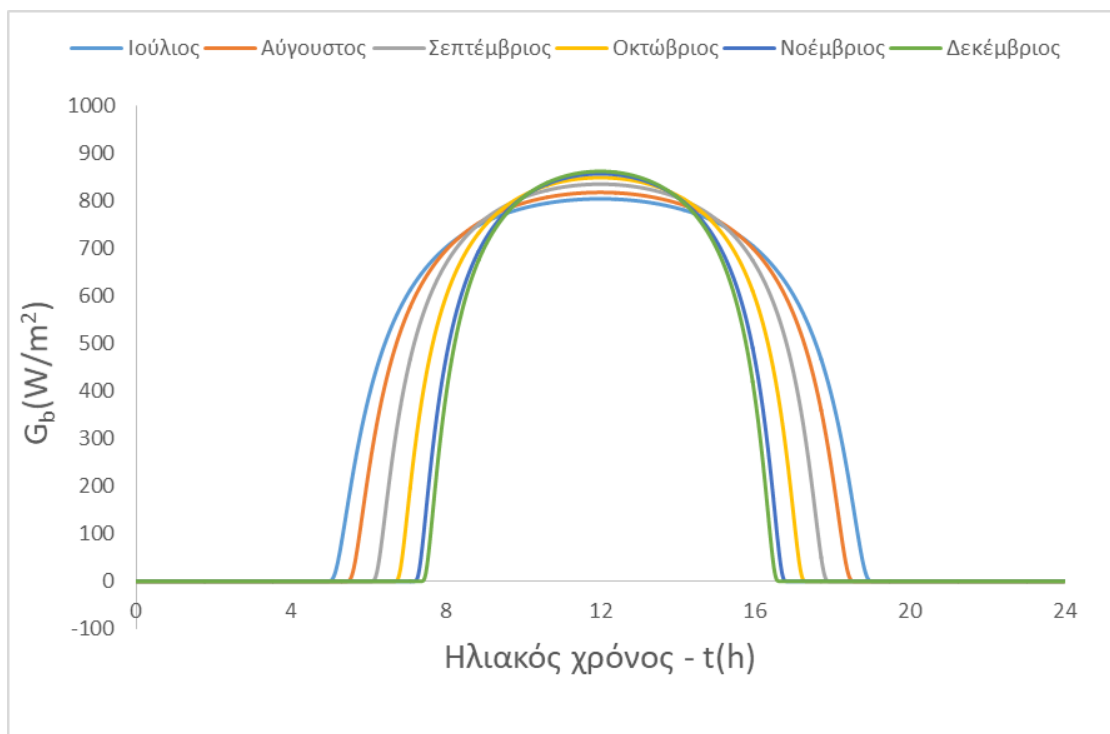
Στα επόμενα διαγράμματα παρουσιάζονται η θερμοκρασιακή διακύμανση κατά τη διάρκεια της μέρας και η άμεσος ακτινοβολία καθέτου επιπέδου για τη μέση μέρα κάθε μήνα στην περιοχή της Αθήνας:



Εικόνα 2.6 Θερμοκρασιακή διακύμανση κατά τη διάρκεια της μέσης μέρας κάθε μήνα στην περιοχή της Αθήνας



(α)



(β)

Εικόνα 2.7 Άμεσος ακτινοβολία καθέτου επιπέδου κατά τη διάρκεια της μέσης μέρας κάθε μήνα στην περιοχή της Αθήνας όπου (α) οι πρώτοι έξι μήνες του έτους και (β) οι τελευταίοι έξι μήνες

2.5 Ηλιακοί συλλέκτες

Οι ηλιακοί συλλέκτες είναι στην πράξη εναλλάκτες θερμότητας που μεταφέρουν τη θερμότητα που παράγεται λόγω της ηλιακής ακτινοβολίας σε κάποιο ρευστό. Ουσιαστικά χρησιμεύουν για διάφορες εφαρμογές με κυριότερες αυτές της θέρμανσης ζεστού νερού για οικιακή χρήση και θέρμανσης οποιουδήποτε άλλου ρευστού για βιομηχανική εφαρμογή.

Η βασική διαφορά των ηλιακών συλλεκτών με τους υπόλοιπους εναλλάκτες θερμότητας είναι πως στην περίπτωση των συλλεκτών είναι πολύ σημαντικός ο ρόλος της ακτινοβολίας στη μεταφορά θερμότητας, ενώ κάτι τέτοιο δεν ισχύει στους απλούς εναλλάκτες.

Υπάρχουν δύο μεγάλες κατηγορίες ηλιακών συλλεκτών, οι επίπεδοι και οι συγκεντρωτικοί. Οι πρώτοι, είναι απλοί συλλέκτες τόσο στη γεωμετρία όσο και στην κατασκευή, γι' αυτό και η τιμή τους κυμαίνεται σε χαμηλά επίπεδα και η χρήση τους είναι ευρεία. Εξ' άλλου, είναι συλλέκτες που δε μπορούν να αποδώσουν μεγάλα ποσά θερμότητας σε ένα ρευστό, άρα και οι θερμοκρασίες του ρευστού δεν είναι πολύ υψηλές. Για οικιακή χρήση λοιπόν ενδείκνυνται και είναι αποτελεσματικοί, πράγμα που δικαιολογεί και την ευρεία χρήση τους. Στον αντίποδα, οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες αποτελούν πιο περίπλοκες γεωμετρικές κατασκευές, συνεπώς πρόκειται για αρκετά πιο ακριβούς συλλέκτες. Όπως λέει και το όνομά τους, πρόκειται για συλλέκτες που συγκεντρώνουν την ακτινοβολία από μία μεγάλη επιφάνεια σε μία πολύ μικρότερη. Αποτέλεσμα αυτού είναι τα μεγάλα ποσά θερμότητας που μπορούν να μεταφερθούν σε ένα ρευστό, άρα να ανεβάσουν και τη θερμοκρασία του σε υψηλά επίπεδα. Συνεπώς πρόκειται για συλλέκτες όχι τόσο ευρείας χρήσης εφόσον αφορούν κυρίως βιομηχανικές εφαρμογές [2.3].

2.5.1 Επίπεδοι συλλέκτες (Flat Plate Collector – FPC)

Πρόκειται για τους πιο απλούς και διαδεδομένους συλλέκτες με τη χρήση τους να επικεντρώνεται κυρίως στην παραγωγή ζεστού νερού για οικιακή χρήση.

Μερικά από τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών σε σχέση με τους συγκεντρωτικούς μπορούν να συνοψισθούν ως εξής [2.3]:

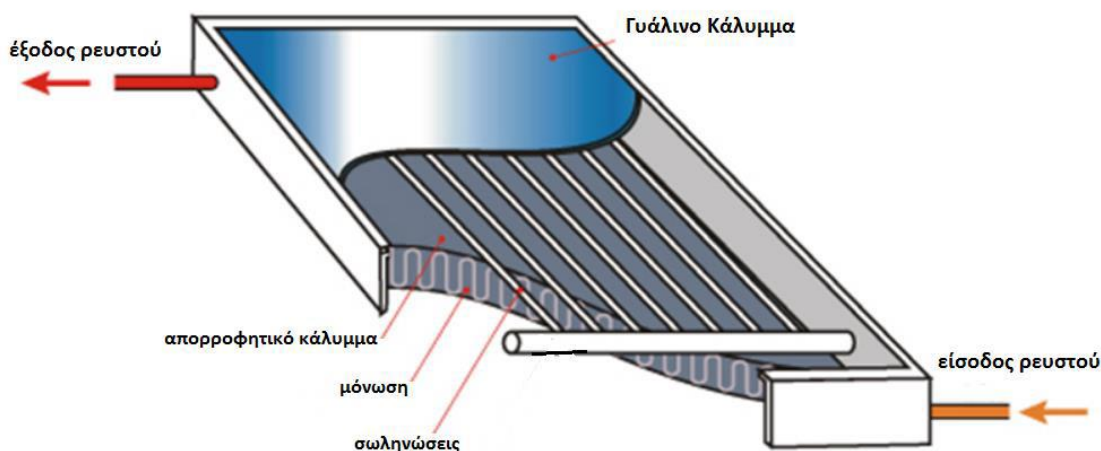
α) Χρησιμοποίηση σε εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε μέσες θερμοκρασίες (όπως προαναφέρθηκε), δηλαδή μέχρι περίπου 100°C πάνω από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

β) Εκμετάλλευση και της αμέσου και της διαχύτου ακτινοβολίας.

γ) Δεν απαιτούν μηχανισμό κίνησης για την παρακολούθηση του ηλίου και συνεπώς είναι μηχανικά απλούστεροι.

δ) Κύριες εφαρμογές είναι η θέρμανση νερού χρήσης και η θέρμανση κτιρίων ενώ στις δυνατές εφαρμογές συμπεριλαμβάνεται ο κλιματισμός και η παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση.

Τα κύρια μέρη ενός επίπεδου ηλιακού συλλέκτη, όπως φαίνονται και στην εικόνα 2.8 είναι [2.3]:



Εικόνα 2.8 Κύρια μέρη ενός επίπεδου ηλιακού συλλέκτη

α) Ο **απορροφητήρας**, ή πλάκα απορρόφησης, δηλαδή η μαύρη επίπεδη επιφάνεια που απορροφά την ηλιακή ακτινοβολία. Ο απορροφητήρας είναι εφοδιασμένος με σύστημα μεταφοράς της ενέργειας σε ρευστό, π.χ. σωλήνες αν πρόκειται για συλλέκτη θέρμανσης υγρού ή αεραγωγούς αν πρόκειται για θερμαντήρα αέρος.

β) Ένα ή περισσότερα διαφανή **καλύμματα** πάνω από τον απορροφητήρα ώστε να μειώνονται οι θερμικές απώλειες διά συναγωγής και ακτινοβολίας προς το περιβάλλον.

γ) **Μόνωση** της πίσω και των παραπλευρών επιφανειών ώστε να μειώνονται οι θερμικές απώλειες.

δ) **Πλαίσιο** που περιβάλλει τον συλλέκτη.

2.5.2 Συλλέκτες με σωλήνες κενού (Evacuated Tube Collector – ETC)

Οι συλλέκτες με σωλήνες κενού, είναι σχεδιασμένοι κατά τρόπο ώστε να μειωθούν οι θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον. Όπως ήδη γνωρίζουμε, οι θερμικές απώλειες οφείλονται σε τρεις συνιστώσες μετάδοσης θερμότητας, μέσω αγωγής, συναγωγής και ακτινοβολίας. Οι συγκεκριμένοι συλλέκτες λοιπόν, μειώνουν δραματικά τις θερμικές απώλειες λόγω συναγωγής. Αυτό συμβαίνει, διότι, όπως δηλώνει και το όνομά τους, πρόκειται για σωλήνες, με γυάλινο κυλινδρικό κάλυμμα όπου ενδιάμεσα επικρατούν συνθήκες πολύ χαμηλής πίεσης – συνθήκες κενού. Απόρροια αυτού, είναι ο εκμηδενισμός του συντελεστή συναγωγής, συνεπώς σχεδόν μηδενίζονται και οι απώλειες λόγω συναγωγής και τελικά οι μόνες θερμικές απώλειες που υπάρχουν είναι λόγω ακτινοβολίας. Επίσης, οι συγκεκριμένοι συλλέκτες έχουν το πλεονέκτημα πως παρουσιάζουν μεγαλύτερη απόδοση για μικρές γωνίες πρόσπτωσης από τους επίπεδους, πράγμα που τους δίνει πλεονέκτημα στη διάρκεια της ημέρας. Ακόμα ένα θετικό, είναι πως έχουν μεγαλύτερη απόδοση σε συνεφιασμένες και κρύες μέρες από τους επίπεδους.

Όμως, οι εν λόγω συλλέκτες έχουν ένα σημαντικό μειονέκτημα, το υψηλό κόστος τους λόγω δύσκολης κατασκευής. Γι' αυτό, χρησιμοποιούνται κυρίως για βιομηχανικές εφαρμογές καθώς επίσης και διότι μπορούν να αναπτύξουν και θερμοκρασίες κοντά στους 200°C στο ρευστό.

Το ερώτημα που δημιουργείται στους συλλέκτες αυτούς είναι το χρονικό διάστημα που μπορούν να λειτουργούν χωρίς να «χάσουν» το κενό τους ή χωρίς να διαβρωθούν οι σωλήνες. Πράγματι, αυτό είναι το σοβαρότερο μειονέκτημά τους αλλά στις μέρες μας, οι εταιρείες που τους κατασκευάζουν, εγγυόνται πως μπορούν να διανύσουν έως και 25 χρόνια λειτουργίας με διατήρηση του κενού ενδιάμεσα [2.2].



Εικόνα 2.9 Συλλέκτης με σωλήνες κενού [2.6]

2.5.3 Συγκεντρωτικοί συλλέκτες

Όπως αναφέραμε και προηγουμένως, όταν είναι επιθυμητή η απόδοση της ενέργειας σε θερμοκρασίες υψηλότερες από αυτές που επιτυγχάνονται με τους συνήθεις επίπεδους συλλέκτες ή τους συλλέκτες με σωλήνες κενού, μπορεί να γίνει χρήση των συγκεντρωτικών συλλεκτών. Σ' αυτούς, όπως είπαμε και πιο πάνω, οι υψηλές θερμοκρασίες αναπτύσσονται με συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια απορρόφησης, μειώνοντας έτσι και τις θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον. Η συγκέντρωση επιτυγχάνεται με παρεμβολή μιας οπτικής ανακλαστικής ή διαθλαστικής συσκευής μεταξύ της πηγής της ακτινοβολίας (ήλιος) και της επιφάνειας απορρόφησης.

Βασικό χαρακτηριστικό των συγκεντρωτικών συλλεκτών είναι ο λόγος συγκέντρωσης [2.3]:

$$C = \frac{A_a}{A_r}, \quad (2.22)$$

Τα κύρια μέρη του συγκεντρωτικού συλλέκτη είναι ο συγκεντρωτής και ο δέκτης, ο οποίος περιλαμβάνει τον απορροφητήρα με το σύστημα μετατροπής της ακτινοβολίας σε άλλη μορφή ενέργειας και τα σχετικά καλύμματα καθώς και τη μόνωση.

Ο δέκτης μπορεί να είναι κυρτός, επίπεδος, κοίλος, καλυμμένος ή ακάλυπτος.

Ο συγκεντρωτής μπορεί να είναι [2.3]:

α) Ανακλαστικός ή διαθλαστικός (κάτοπτρο ή φακός)

β) Επιμήκης (κυλινδρικός) ή κυκλικός. Ο επιμήκης συγκεντρωτής χαρακτηρίζεται ως δισδιάστατος και εστιάζει σε ευθεία γραμμή. Αν η κάθετος τομή του προς την ευθεία αυτή είναι παραβολή, τότε ονομάζεται παραβολικός συγκεντρωτής. Ο κυκλικός συγκεντρωτής είναι επιφάνεια εκ περιστροφής (π.χ. σφαίρα ή παραβολοειδής), εστιάζει σε σημείο και χαρακτηρίζεται ως τρισδιάστατος.

γ) Συνεχής ή αποτελούμενος από τμήματα

δ) Χωρίς είδωλο ή με είδωλο. Οι συγκεντρωτές «χωρίς είδωλο» δίνουν χαμηλό λόγο συγκέντρωσης ($C < 10$) και δε σχηματίζουν σαφώς καθορισμένο είδωλο του ηλίου πάνω στον απορροφητήρα (π.χ. οι σύνθετοι παραβολικοί συγκεντρωτές, που περιγράφονται στην ενότητα 2.5.3.1). Οι συγκεντρωτές «με είδωλο» δίνουν (χαμηλής ποιότητας) είδωλο πάνω στον απορροφητήρα και οι επιτυγχανόμενοι λόγοι συγκέντρωσης μπορούν να φτάσουν σε πολύ υψηλές τιμές.

Οι βασικότεροι συγκεντρωτικοί συλλέκτες είναι οι εξής:

- Σύνθετος Παραβολικός Συλλέκτης (Compound Parabolic Collector – CPC)
- Παραβολικός Συλλέκτης με Κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector – PTC)
- Γραμμικός Συλλέκτης Fresnel
- Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο (Solar Dish Collector)
- Ηλιακός Πύργος (Solar Tower)

2.5.3.1 Σύνθετος Παραβολικός Συλλέκτης (Compound Parabolic Collector – CPC)

Οι συγκεκριμένοι συλλέκτες έχουν μικρούς λόγους συγκέντρωσης και ανήκουν στην κατηγορία των συλλεκτών χωρίς είδωλο. Ένα σημαντικό πλεονέκτημα αυτού του είδους συλλέκτη, είναι πως, σε αντίθεση με άλλους συγκεντρωτικούς, ο συγκεκριμένος εκμεταλλεύεται και την άμεση και τη διάχυτη ακτινοβολία. Επίσης, αξιοποιεί την ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει υπό ευρεία περιοχή γωνιών πρόσπτωσης και συνεπώς έχουν ελάχιστες απαιτήσεις κίνησης για την παρακολούθηση του ηλίου.

Οι CPC συναντώνται συνήθως υπό επιμήκη μορφή «τύπου σκάφης». Όπως φαίνεται και στο σχήμα της εικόνας 2.11, κάθε πλευρά του CPC είναι τμήμα παραβολής. Στο σχήμα έχει σχεδιαστεί ο άξονας, η εστία και η κορυφή μόνο της δεξιάς παραβολής. Και οι δύο παραβολικές επιφάνειες εκτείνονται μέχρι να γίνουν παράλληλες προς τον άξονα συμμετρίας του CPC. Η γωνία που σχηματίζεται από τον άξονα του CPC και την ευθεία που συνδέει την εστία της μία παραβολής με το απέναντι άκρο του ανοίγματος,

ονομάζεται ημιγωνία αποδοχής θ_c . Αν οι παραβολικές ανακλαστικές επιφάνειες είναι (οπτικά) τέλειες, τότε η ακτινοβολία που εισέρχεται στο άνοιγμα υπό γωνία θ , έτσι ώστε $-\theta_c < \theta < \theta_c$, ανακλάται προς το δέκτη, ο οποίος βρίσκεται στη βάση του CPC. Για $\theta < -\theta_c$ ή $\theta > \theta_c$, η ακτινοβολία δε φθάνει στο δέκτη [2.3].

Ο λόγος συγκέντρωσης μπορεί να υπολογιστεί ως εξής [2.3]:

$$C = \frac{1}{\sin^2 \theta_c}, \quad (2.23)$$

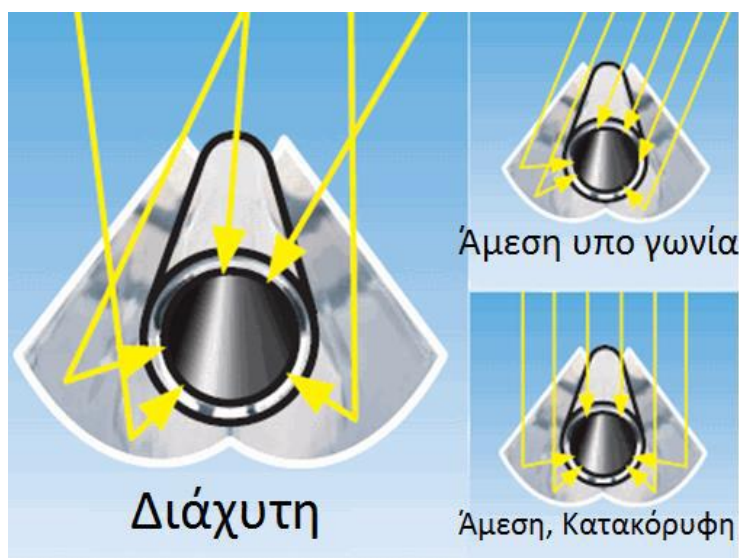
Αξίζει να αναφερθεί πως τα άνω άκρα των παραβολικών πλευρών του CPC συνεισφέρουν ελάχιστα στην ανάκλαση της ακτινοβολίας προς το δέκτη και συνεπώς μπορούν να αποκοπούν. Έτσι, το ύψος μειώνεται από H σε H_T με ελάχιστη μείωση στην απόδοση αλλά σημαντική μείωση στο κόστος κατασκευής.

Συγκεκριμένα, η αποκοπή των άνω άκρων [2.3]:

- α) δεν μεταβάλλει την ημιγωνία αποδοχής
- β) μεταβάλλει το λόγο ύψους προς το άνοιγμα
- γ) μεταβάλλει το λόγο συγκέντρωσης
- δ) μεταβάλλει το μέσο αριθμό ανακλάσεων που υφίσταται η ακτινοβολία μέχρι να φτάσει στον απορροφητήρα.

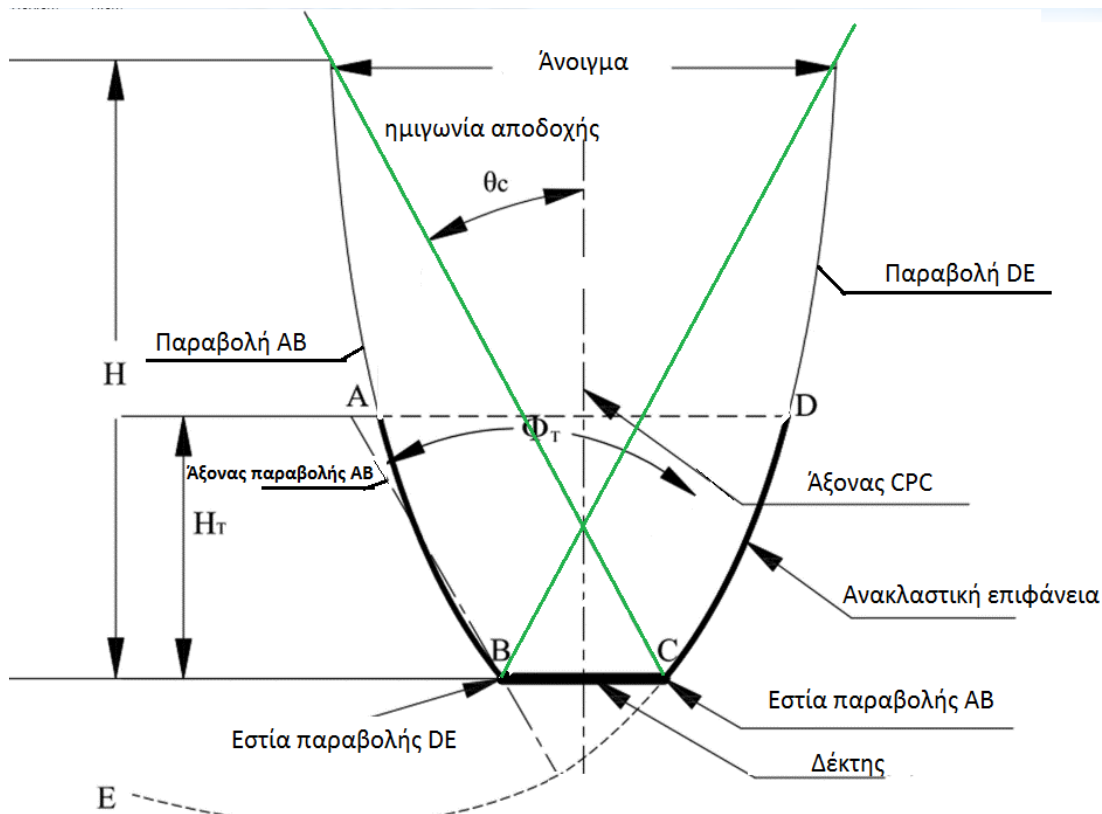
Όσον αφορά τον προσανατολισμό, οι συλλέκτες CPC τοποθετούνται συνήθως με τον διαμήκη άξονα οριζόντιο και προσανατολισμένο κατά την Ανατολή-Δύση. Το επίπεδο του ανοίγματος είναι στραμμένο προς τον ισημερινό, σχηματίζοντας γωνία β με το οριζόντιο επίπεδο. Συνήθως υπάρχει δυνατότητα ρύθμισης (περιστροφής) περί τον επιμήκη άξονα, έτσι ώστε η άμεση ακτινοβολία να προσπίπτει εντός των ορίων που επιβάλλει η γωνία αποδοχής $2\theta_c$. Αυξανόμενου του λόγου συγκέντρωσης, μειώνεται η θ_c με συνέπεια την απαίτηση συχνότερης ρύθμισης [2.3, 2.7].

Παρακάτω φαίνεται ο τρόπος που το παραβολικό κάτοπτρο εστιάζει τις ηλιακές ακτίνες στον απορροφητήρα, αλλά και το γεγονός πως αξιοποιείται η διάχυτη ακτινοβολία:



Εικόνα 2.10 Ακτινοβολία σε συλλέκτη CPC [2.8]

Τέλος, ακολουθεί το σχήμα στο οποίο διακρίνονται τα βασικά χαρακτηριστικά ενός συλλέκτη CPC:



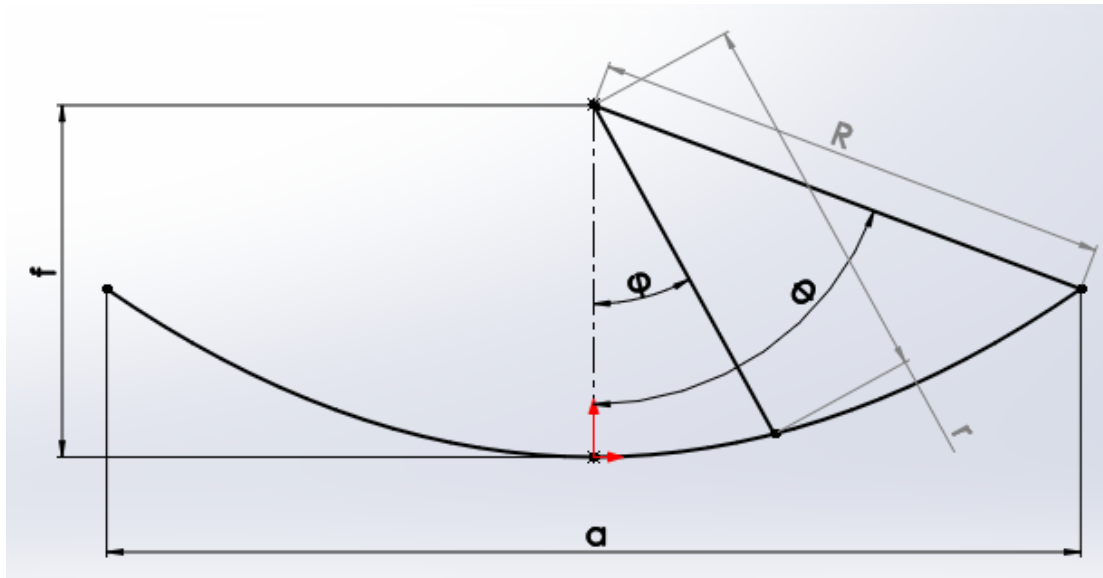
Εικόνα 2.11 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά CPC [2.9]

2.5.3.2 Παραβολικός Συλλέκτης με Κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector – PTC)

Οι παραβολικοί συλλέκτες με κάτοπτρο, PTC, έχουν τομή σχήματος παραβολής και ανήκουν στην κατηγορία των συγκεντρωτών με είδωλο. Αξιοποιούν μόνο την άμεση ηλιακή ακτινοβολία και χρησιμοποιούνται συνήθως για εφαρμογές που απαιτούν μέσες τιμές του λόγου συκέντρωσης (10-45) και θερμοκρασίες στην περιοχή 400°C περίπου. Ο δέκτης είναι επίπεδος ή κυλινδρικός (συνήθως κυλινδρικός). Λειτουργούν με ένα μεγάλο εύρος θερμικών μέσων όπως νερό, θερμικό λάδι είτε καθαρό είτε εμπλουτισμένο με νανουλικά, ακόμα και τηγμένο άλας [2.3, 2.7].

Οι συγκεκριμένοι συλλέκτες μάλιστα χρησιμοποιούνται κατά κόρον, συγκριτικά με τους υπόλοιπους συγκεντρωτικούς, στον τομέα της ηλεκτροπαραγωγής μέσω οργανικού κύκλου Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), και μάλιστα σε ποσοστό που αγγίζει το 90% [2.7].

Στο παρακάτω σχήμα βλέπουμε τα βασικά γεωμετρικά μεγέθη των PTC. Συγκεκριμένα, φαίνεται η τομή κάθετη προς τον διαμήκη άξονα του PTC και τα βασικά μεγέθη όπως το άνοιγμα a , η εστίαση f , η ακτίνα r και η γωνία φ στο τυχόν σημείο της παραβολής. Τέλος, R και Φ ονομάζονται η ακτίνα και η γωνία χείλους του συλλέκτη αντίστοιχα:



Εικόνα 2.12 Γεωμετρικά μεγέθη PTC [2.10]

Είναι σημαντικό επίσης να ορίσουμε και τις εξισώσεις που αποτυπώνουν τη γεωμετρία του εν λόγω συλλέκτη [2.3].

Η παραβολή δίνεται από την εξίσωση:

$$y^2 = 4 \cdot f \cdot x , \quad (2.24)$$

Ενώ τα μεγέθη r , ϕ συνδέονται με τη σχέση:

$$r = \frac{2 \cdot f}{1 + \cos \phi} , \quad (2.25)$$

Καθοριστικός παράγοντας για τη σωστή λειτουργία του συλλέκτη είναι η εστιακή απόσταση f και το άνοιγμα a . Επομένως, ο λόγος a/f χαρακτηρίζει τη φωτεινότητα του ειδώλου στον απορροφητήρα.



Εικόνα 2.13 Παραβολικός Συλλέκτης με Κάτοπτρο (PTC) [2.11]

2.5.3.3 Γραμμικός Συλλέκτης Fresnel

Η τεχνολογία αυτών των συλλεκτών στηρίζεται σε μια σειρά κατόπτρων τα οποία συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία σε ένα δέκτη, που βρίσκεται σε έναν πύργο λίγο πιο ψηλά από τις ανακλαστικές επιφάνειες. Τα κάτοπτρα αυτά είναι είτε επίπεδα είτε ελαφρώς κυρτά. Είναι τοποθετημένα στο έδαφος για οικονομοτεχνικούς λόγους. Μετά τα κάτοπτρα, οι ηλιακές ακτίνες συσσωρεύονται στο δέκτη, αυξάνοντας τη θερμοκρασία του ρευστού που διέρχεται μέσα από το δέκτη. Πάνω από το δέκτη, υπάρχει ένας δεύτερος συγκεντρωτής, ο οποίος επαναφέρει όλες τις ακτίνες στο δέκτη σε περίπτωση που δεν τον συναντήσουν από τα κάτοπτρα λόγω οπτικών απωλειών. Οι θερμοκρασίες που μπορούν να επιτευχθούν σε τέτοιου είδους συλλέκτες είναι της τάξης των 200-250°C, ενώ ο λόγος συγκέντρωσης κυμαίνεται μεταξύ 10-40.

Κάποια τεχνικά χαρακτηριστικά ενός συλλέκτη Fresnel είναι τα εξής [2.7, 2.12]:

- Χρησιμοποιείται ένας μόνο δέκτης για ολόκληρη τη διάταξη σε σταθερή θέση.
- Δεν υπάρχει απαίτηση για συγκόλληση μετάλλου-γυαλιού.
- Τα κάτοπτρα είναι πολύ φθηνότερα (σε σχέση με άλλου είδους συγκεντρωτικούς συλλέκτες).
- Έχει περισσότερες οπτικές απώλειες από τους συλλέκτες τύπου PTC. Κι αυτό εξαιτίας της μηδενικής καμπυλότητας των ανακλαστικών επιφανειών αλλά και των κενών που υπάρχουν ανάμεσα στα κάτοπτρα.



Εικόνα 2.14 Συλλέκτης Fresnel [2.13]

2.5.3.4 Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο (Solar Dish Collector)

Ο συγκεκριμένος συλλέκτης έχει ως κάτοπτρο ένα παραβολοειδές πιάτο, δηλαδή ένα γεωμετρικό σχήμα που προκύπτει εκ περιστροφής από μία αρχική παραβολή. Ανήκει στην κατηγορία των συγκεντρωτών με είδωλο, αξιοποιεί μόνο την άμεση ακτινοβολία και μπορεί να επιτύχει πολύ υψηλό λόγο συγκέντρωσης (600-1500), άρα και μεγάλες θερμοκρασίες εξόδου του θερμικού μέσου, της τάξεως των 1500°C. Ο δέκτης είναι σφαιρικός, επίπεδος ή κοίλος. Συνεπώς, χαρακτηριστικό αυτού του συλλέκτη είναι πως εστιάζει σε ένα σημείο κι όχι κατά μήκος μια ευθείας, όπως όλοι οι προηγούμενοι που έχουμε αναφέρει.

Βέβαια, λόγω της περίπλοκης γεωμετρίας του, είναι υψηλού κόστους και χρησιμοποιείται κυρίως σε βιομηχανικές εφαρμογές όπως για παραγωγή ενέργειας με κινητήρες Stirling. Συνηθίζεται να εγκαθίσταται σε αποκεντρωμένες περιοχές για χωροταξικούς λόγους. Και σε αυτούς του συλλέκτες, είναι αναγκαία η χρήση συστήματος παρακολούθησης του ήλιου (tracking system) με στόχο τη βέλτιστη απόδοση. Πιο συγκεκριμένα, το εν λόγω σύστημα επιτρέπει την περιστροφή του πιάτου σε δύο άξονες, πράγμα που επιβεβαιώνει την όλη πολυπλοκότητα του συστήματος [2.3, 2.7].



Εικόνα 2.15 Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο [2.14]

2.5.3.5 Ηλιακός Πύργος (Solar Tower)

Τελευταίο είδος συλλέκτη, και μάλιστα βρίσκεται στην κορυφή των ηλιακών συλλεκτών ως προς το λόγο συγκέντρωσης, άρα και στην επίτευξη πολύ υψηλών θερμοκρασιών, είναι ο ηλιακός πύργος. Αναλυτικότερα, το συγκεκριμένο είδος, περιλαμβάνει μεγάλο αριθμό κατόπτρων (ηλιοστάτες), τα οποία βρίσκονται περιμετρικά του πύργου, και εστιάζουν την ηλιακή ακτινοβολία σε έναν κεντρικό

δέκτη τοποθετημένο στην κορυφή του πύργου. Γίνεται φανερό πως με αυτόν τον τρόπο ο λόγος συγκέντρωσης μπορεί να φτάσει ακόμα και την τιμή του 2000 [2.2]. Αποτέλεσμα αυτού, είναι να επιτυγχάνεται πολύ μεγάλη θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου, οπότε μπορεί να χρησιμοποιηθεί όλο αυτό το σύστημα για εφαρμογή θερμικών κύκλων Rankine, π.χ. νερού ατμού ή ORC εάν έχουμε οργανικό μέσο αντί για νερό, με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Επίσης, η εγκατάσταση του ηλιακού πύργου είναι ισχύος της τάξεως δεκάδων MW. Άρα πρόκειται για συμφέρουσα λύση από την πλευράς της οικονομικής κλίμακας.

Αξίζει να αναφερθεί πως, ένα σημαντικό μειονέκτημα του πύργου, είναι η πολύ μεγάλη έκταση που καταλαμβάνει ολόκληρο το σύστημα πύργου-κατόπτρων.

Επιπλέον, κάθε κάτοπτρο έχει το δικό του σύστημα παρακολούθησης του ήλιου με σκοπό τη μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας. Αν και με αυτόν τον τρόπο αυξάνει η πολυπλοκότητα του συστήματος.

Τέλος, αξίζει επίσης να αναφέρουμε, πως η μέση προσπίπτουσα ακτινοβολία στον δέκτη κυμαίνεται μεταξύ 200-1000 kW/m². Πράγμα που σημαίνει πως μπορούν να επιτευχθούν θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 1500°C. Συνεπώς, εφόσον μπορεί να χρησιμοποιηθεί το συγκεκριμένο σύστημα σε θερμικούς κύκλους, θα μπορούσε κάλλιστα να αποτελεί κομμάτι εγκαταστάσεων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση ορυκτών καυσίμων, με σκοπό την υβριδική παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με αποτέλεσμα τη μείωση ορυκτών πόρων αλλά και τον περιορισμό πολλών βλαβερών ρύπων τόσο για το περιβάλλον όσο και για την υγεία.



Εικόνα 2.16 Ηλιακός πύργος [2.15]

Βιβλιογραφία 2^{ου} κεφαλαίου

- [2.1] <https://www.nationalgeographic.com/science/space/solar-system/the-sun/>
- [2.2] <https://www.space.com/58-the-sun-formation-facts-and-characteristics.html>
- [2.3] «Θερμικά – Ηλιακά Συστήματα (Μέρος πρώτο)», Κ. Α. Αντωνόπουλος, Πανεπιστημιακές εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα 2015
- [2.4] <http://factsfromfiction.blogspot.gr/2012/06/if-earth-was-ten-feet-closer-to-sun.html>
- [2.5] D. A. Kouremenos, K. A. Antonopoulos, E. S. Domazakis, 1985. «Solar radiation correlations for the Athens, Greece, area», Sol. Energy 35, 259–269.
- [2.6] <http://thegreenhat.co.uk/shop/vacuum-tube-solar-collector-8-pipes/>
- [2.7] «Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτίρια», Διδακτορική Διατριβή Ε.Μ.Π., Ε.Α Μπέλλος, Αθήνα 2016
- [2.8] <http://www.evergreenenergy.ie/cpc6.htm>
- [2.9] <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter09/chapter09.html>
- [2.10] <http://energyprofessionalsymposium.com/?p=10328>
- [2.11] <https://www.energy.gov/eere/solar/downloads/skytrough-parabolic-solar-collector>
- [2.12] R. Abbas, J.M. Martínez-Val, Analytic optical design of linear Fresnel collectors with variable widths and shifts of mirrors, Renewable Energy 2015;75:81-92
- [2.13] <http://www.stelaworld.org/linear-fresnel-reflectors/>
- [2.14] <https://www.homepower.com/articles/image/7353/3319?template=colorbox>
- [2.15] <http://helioscsp.com/how-to-achieve-us63mwh-in-a-concentrated-solar-power-tower-project-with-storage/>

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΒΑΣΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΤΡΙΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

3.1 Παραβολικός Συλλέκτης με Κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector – PTC)

3.1.1 Βασικές αρχές λειτουργίας

Ένας παραβολικός ηλιακός συλλέκτης με κάτοπτρο, κατασκευάζεται αρχικά με ένα λυγισμένο φύλλο ανακλαστικού υλικού σε παραβολική μορφή. Ένας μαύρος απορροφητικός σωλήνας, καλυμμένος εξωτερικά με έναν γυάλινο σωλήνα, βρίσκεται τοποθετημένος στη γραμμή εστίασης του κατόπτρου. Όταν η παραβολή έχει κατεύθυνση προς τον ήλιο, οι παράλληλες προσπίπτουσες ακτίνες στο κάτοπτρο, ανακλώνται και συγκεντρώνονται στον απορροφητικό σωλήνα. Η συγκεντρωμένη ακτινοβολία που φτάνει στον απορροφητικό σωλήνα, θερμαίνει το εργαζόμενο μέσο που κυκλοφορεί εσωτερικά του, μετατρέποντας έτσι την ηλιακή ακτινοβολία σε ωφέλιμη θερμότητα. Μεταξύ του γυάλινου καλύμματος και του απορροφητήρα, υπάρχουν συνθήκες κενού, έτσι ώστε να ελαχιστοποιούνται οι θερμικές απώλειες διά συναγωγής. Είναι αρκετά σημαντικό να χρησιμοποιείται ένα σύστημα παρακολούθησης του ηλίου (tracking system), ώστε να μεγιστοποιούνται ο οπτικός βαθμός απόδοσης αλλά ταυτόχρονα και η προσπίπτουσα ακτινοβολία στην επιφάνεια του απορροφητικού σωλήνα.

Ο συλλέκτης μπορεί να εγκατασταθεί με κατεύθυνση ανατολής-δύσης, παρακολουθώντας τον ήλιο από το βορρά προς το νότο, ή με κατεύθυνση βορρά-νότου, παρακολουθώντας τον ήλιο από την ανατολή προς τη δύση. Το πλεονέκτημα που προσφέρει η εγκατάσταση με προσανατολισμό ανατολής-δύσης, είναι πως ο συλλέκτης χρειάζεται πολύ μικρή ρύθμιση μέσα στη μέρα εφόσον το άνοιγμα του κατόπτρου «παρακολουθεί» πάντα τον ήλιο κατά το μεσημέρι, αν και η απόδοσή του συλλέκτη στις ώρες κατά την ανατολή και τη δύση του ηλίου μειώνεται σημαντικά λόγω μεγάλων γωνιών πρόσπτωσης (απώλειες συνημίτονου). Στην εγκατάσταση με προσανατολισμό βορρά-νότου, οι μεγαλύτερες απώλειες παρατηρούνται το μεσημέρι, ενώ οι μικρότερες το πρωί και το απόγευμα, όταν ο ήλιος βρίσκεται ανατολικά ή δυτικά αντίστοιχα. Κατά τη διάρκεια ενός έτους, αν η εγκατάσταση είναι τοποθετημένη με προσανατολισμό βορρά-νότου, οδηγεί συνήθως σε παραγωγή ελαφρώς περισσότερης ενέργειας από ότι αν ήταν τοποθετημένη με προσανατολισμό ανατολής-δύσης. Ωστόσο, ο προσανατολισμός βορρά-νότου, οδηγεί σε συλλογή περισσότερης ενέργειας το καλοκαίρι και πολύ λιγότερης το χειμώνα, ενώ ο προσανατολισμός ανατολής-δύσης οδηγεί σε περισσότερη συλλογή ενέργειας το χειμώνα και λιγότερη το καλοκαίρι, παρέχοντας πιο σταθερή ετήσια λειτουργία. Συνεπώς, η επιλογή του προσανατολισμού εξαρτάται συνήθως από την εκάστοτε εφαρμογή, και στο αν χρειάζεται περισσότερη ενέργεια το καλοκαίρι ή το χειμώνα [3.1].

3.1.2 Ιστορική αναδρομή

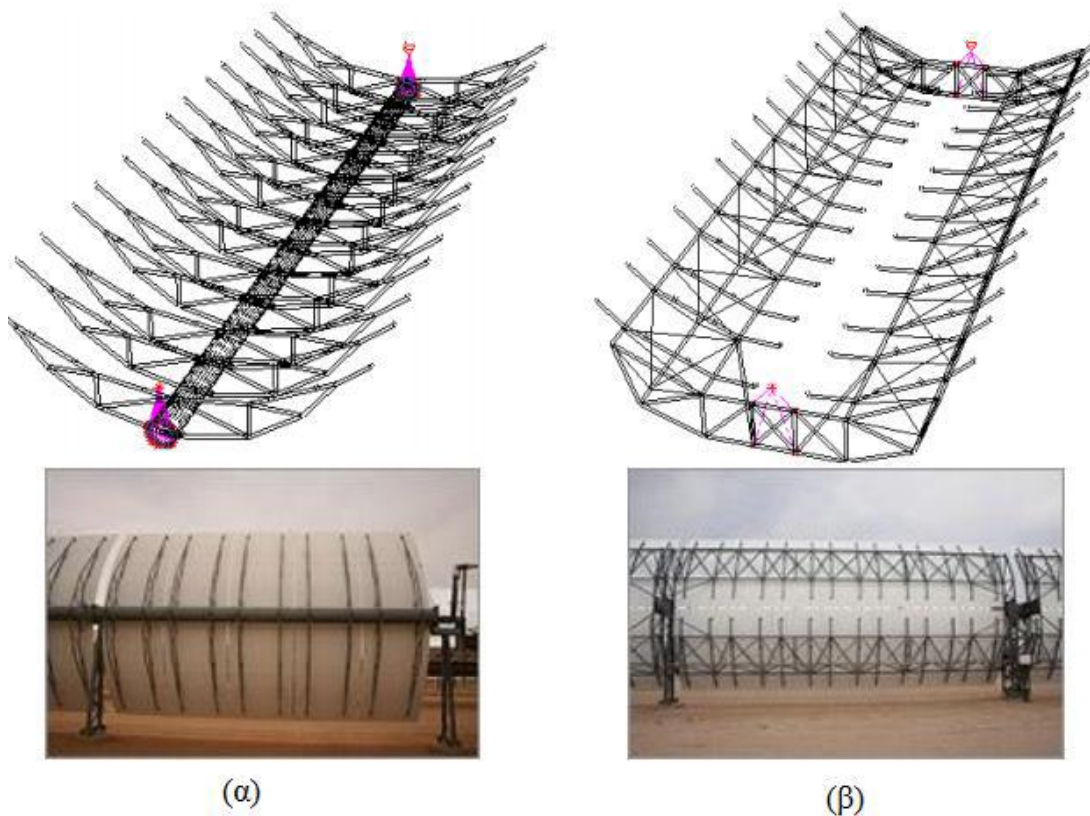
Η πρώτη κατασκευή και δοκιμή ενός συλλέκτη PTC έγινε περί το 1870, όταν ο μηχανικός John Ericsson σχεδίασε έναν συλλέκτη με άνοιγμα 3.25 m^2 ο οποίος τροφοδοτούσε μια μηχανή ισχύος 373 W. Ο ατμός παραγόταν απευθείας μέσα στον ηλιακό συλλέκτη. Από το 1872 έως το 1875, έφτιαξε επτά παρόμοια συστήματα με αέρα ως εργαζόμενο μέσο. Το 1907, οι Willhlem Maier και Adolf Remshardt, κατασκεύασαν επίσης έναν συλλέκτη PTC, με άμεση παραγωγή ατμού. Το 1912, ο αμερικάνος μηχανικός Frank Shuman σχεδίασε και εγκατέστησε μια μονάδα άρδευσης κοντά στο Κάιρο της Αιγύπτου, με τη βοήθεια πέντε ηλιακών συλλεκτών. Οι συλλέκτες αυτοί, παρήγαγαν κορεσμένο ατμό πίεσης 0.1 Μρα απευθείας μέσα στον απορροφητικό σωλήνα. Η ισχύς της μονάδας αυτής αρχικά υπολογίστηκε περίπου 75 kW, αν και ερευνήθηκε πως η πραγματική αποδιδόμενη ισχύς κυμαινόταν από 14 έως 54 kW. Το 1936 ο C. G. Abbot, μετέτρεψε την ηλιακή ενέργεια σε μηχανικό έργο, χρησιμοποιώντας έναν PTC σε συνδυασμό με μια μηχανή ισχύος 0.37 kW. Για περίπου 60 χρόνια, το ενδιαφέρον για την τεχνολογία συγκεντρωτικών ηλιακών συστημάτων ήταν αμελητέο. Το ενδιαφέρον αυτό επανήλθε κατά την περίοδο της κρίσης του πετρελαίου, όπου και χρηματοδοτήθηκε η κατασκευή ενός αριθμού συλλεκτών PTC με σκοπό της εύρεση εναλλακτικών τρόπων παραγωγής ενέργειας πέρα από τη χρήση ορυκτών καυσίμων [3.2].

3.1.3 Είδη συλλεκτών PTC

Κατά καιρούς έχουν κατασκευαστεί συλλέκτες τύπου PTC με διαφορετικά χαρακτηριστικά, οι οποίοι έχουν χρησιμοποιηθεί σε μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Η εταιρεία Luz, σχεδίασε τους συλλέκτες LS-1, LS-2 και LS-3, που χρησιμοποιήθηκαν στις μονάδες SEGS (Solar Electric Generating Systems). Οι δύο πρώτες γενιές συλλεκτών, οι LS-1 και LS-2, χαρακτηρίζονται από παρόμοια συναρμολόγηση και είναι τοποθετημένοι πάνω σε κατασκευή παρόμοιου μήκους, με τη διαφορά τους να είναι στο άνοιγμα του συγκεντρωτή του LS-2, που είναι διπλάσιο από αυτό του LS-1. Ολόκληρες οι κατασκευές είναι βασισμένες σε έναν άκαμπτο υποστηρικτικό σωλήνα (torque tube), ο οποίος στηρίζει τις μεταλλικές επιφάνειες όπου είναι τοποθετημένα τα παραβολικά κάτοπτρα. Στον συλλέκτη τύπου LS-3, ο σωλήνας αυτός αντικαθίσταται από ένα μεταλλικό υποστηρικτικό πλέγμα (metal lattice framework), το άνοιγμα του είναι 14% μεγαλύτερο από του LS-2, ενώ το μήκος του συλλέκτη είναι διπλάσιο απ' ό τι στους προηγούμενους συλλέκτες. Η επιλεκτική επένδυση που χρησιμοποιείται στους συλλέκτες LS-1 και LS-2, είναι μαύρο χρώμιο, ενώ μια νέα κεραμική-μεταλλική επίστρωση πάχους 0.3 μm τοποθετείται στον συλλέκτη LS-3, μέσω βομβαρδισμού ιόντων σε συνθήκες κενού. Τα κύρια χαρακτηριστικά των συλλεκτών LS-1, LS-2 και LS-3 της εταιρείας Luz, φαίνονται στον παρακάτω πίνακα 3.1 [3.2]:

Μοντέλο	LS-1	LS-2	LS-3
Έτος κατασκευής	1984	1985-1988	1989
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας (°C)	307	349-390	390
Επιφάνεια ανοίγματος (m ²)	128	235.5	570.8
Μήκος (m)	50.2	47.1	99
Εστιακή απόσταση (m)	0.68	1.4	1.71
Διάμετρος απορροφητή (mm)	40	70	70
Λόγος συγκέντρωσης	18.95	22.74	26.20
Οπτικός βαθμός απόδοσης	0.73	0.74	0.77
Βαθμός σύλληψης	0.87	0.89	0.93
Συντελεστής απορροφητικότητας απορροφητή	0.94	0.94	0.96
Συντελεστής ανακλαστικότητας κατόπτρων	0.94	0.94	0.94
Συντελεστής διαπερατότητας καλύμματος	0.94	0.95	0.96
Συντελεστής εκπομπής απορροφητή (σε θερμοκρασία (°C))	0.30 (300)	0.24 (300)	0.15 (350)

Πίνακας 3.1 Κύρια χαρακτηριστικά των συλλεκτών LS-1, LS-2 και LS-3 της εταιρείας Luz [3.2]



Εικόνα 3.1 (α) Συλλέκτης LS-2 και (β) Συλλέκτης LS-3 εταιρείας Luz [3.3]

Το 1998, δημιουργήθηκε μια ομάδα από ευρωπαϊκές εταιρείες και ερευνητικά εργαστήρια ώστε να αναπτύξει τη νέα γενιά συλλεκτών τύπου PTC. Σκοπός της ανάπτυξης των συλλεκτών, ήταν η χρήση τους σε οικονομικώς αποδοτικές μονάδες συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας, εφόσον ο σχεδιασμός των συλλεκτών LS-3 δεν ήταν πια ανταγωνιστικός. Ο συλλέκτης EuroTrough, ήταν το αποτέλεσμα ανάλυσης διάφορων κατασκευών συλλεκτών, με γεωμετρικά χαρακτηριστικά όμοια με αυτά του LS-3, αλλά με τη βασική διαφορά να είναι το ορθογώνιο υποστηρικτικό σύστημα (torque-box support structure), το οποίο συνδυάζει τη στρεπτική ακαμψία της κατασκευής του LS-2 με το μειωμένο κόστος σχεδίασης του συλλέκτη LS-3. Το πρώτο μοντέλο τύπου EuroTrough, είναι ο συλλέκτης ET-100, ο οποίος έχει μήκος 100 m και επιφάνεια ανοίγματος παραβολής 545 m², και που αποτελείται από 8 διαφορετικά τμήματα. Το γεγονός ότι το σύστημα στήριξης του συλλέκτη έχει μεγάλη στρεπτική ακαμψία, επέτρεψε την αύξηση του μήκους στο επόμενο μοντέλο ET-150. Ο συλλέκτης αυτός, έχει μήκος 150 m και επιφάνεια ανοίγματος παραβολής 820 m², ενώ αποτελείται από 12 διαφορετικά τμήματα. Η τρίτη γενιά συλλεκτών EuroTrough ονομάζεται SKAL-ET, και δημιουργήθηκε υπό τη χρηματοδότηση ενός προγράμματος από τη γερμανική κυβέρνηση. Το μοντέλο αυτό, παρουσιάζει μικρές διαρρυθμίσεις στα 12 τμήματα του συλλέκτη. Οι συλλέκτες EuroTrough, έχουν τα εξής πλεονεκτήματα έναντι προηγούμενων συλλεκτών τύπου PTC:

- Μειωμένη παραμόρφωση της κατασκευής του συλλέκτη λόγω βαρύτητας και φορτίων ανέμου, μειώνοντας έτσι τη στρέψη και το λυγισμό του κατά τη λειτουργία του και συνεπώς αυξάνοντας την οπτική απόδοση.
- Η αύξηση μήκους του συλλέκτη από 100 m σε 150 m (από ET-100 σε ET-150), οδήγησε σε απλούστευση του μηχανισμού κίνησης, καθώς και σε μείωση των διασυνδεδεμένων σωλήνων, μειώνοντας έτσι και τις θερμικές απώλειες και το συνολικό κόστος.
- Λιγότερη σκίαση λόγω βελτιωμένης σχεδίασης συστήματος υποστήριξης του σωλήνα απορρόφησης.
- Το βάρος της μεταλλικής κατασκευής είναι περίπου 14% μικρότερο από αυτό του συλλέκτη LS-3.
- Λιγότερα εξαρτήματα, αυξάνοντας τη δυνατότητα παραγωγής σε μεγαλύτερη κλίμακα.
- Μικρότερο κόστος εξοπλισμού και συντήρησης.
- Απλοποιημένη παραγωγή, μειώνοντας το κόστος συντήρησης.
- Όλα τα παραπάνω έχουν ως αποτέλεσμα μείωση του κόστους περίπου 10%.

Γενικότερα, τα τελευταία χρόνια έχουν παρουσιαστεί διάφορα είδη PTC τα οποία στηρίζονται στο σχεδιασμό EuroTrough. Η βασική ιδέα είναι η διατήρηση των κύριων βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών του EuroTrough, αυξάνοντας παράλληλα τα οφέλη και μειώνοντας το κόστος. Παραδείγματα τέτοιων συλλεκτών, αποτελούν οι SGX1 και SGX2 της αμερικάνικης εταιρείας Solargenix Energy, ο SENERTROUGH-I της ισπανικής εταιρείας SENER, ο Albiasa Trough της ισπανικής εταιρείας Albiasa Solar και άλλοι [3.2].

Στην επόμενη εικόνα παρουσιάζεται, ενδεικτικά, ένας συλλέκτης EuroTrough:



Εικόνα 3.2 Συλλέκτης EuroTrough [3.3]

3.1.4 Διάφορες εφαρμογές PTC

Οι εφαρμογές των PTC, χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Η πρώτη και πιο σημαντική, είναι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε μονάδες συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας (Concentrated Solar Power – CSP), όπου απαιτούνται θερμοκρασίες τις τάξεως 300-400°C. Στη δεύτερη κατηγορία, στην οποία απαιτούνται μικρότερες θερμοκρασίες της τάξεως 150-250°C, περιλαμβάνονται εφαρμογές όπως είναι η παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση, η παραγωγή ζεστού νερού και η θέρμανση χώρων, ο κλιματισμός και η ψύξη, η άντληση νερού άρδευσης, η αφαλάτωση νερού, καθώς και η ηλιακή χημεία.

3.1.4.1 Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Υπάρχουν δύο τρόποι να ενσωματωθεί μια εγκατάσταση με συλλέκτες PTC σε μια μονάδα με αμοστρόβιλο με στόχο την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ο πρώτος, είναι η παραγωγή ατμού απευθείας από τους συλλέκτες άμεσα (Direct Steam Generation), και ο δεύτερος είναι με θέρμανση ενός εργαζόμενου μέσου μέσω των συλλεκτών, το οποίο με τη σειρά του χρησιμοποιείται για να παράγει ατμό σε έναν εναλλάκτη θερμότητας έμμεσα (Indirect Steam Generation). Και στις δύο περιπτώσεις, οι ηλιακοί συλλέκτες μπορούν να υποστηρίξουν όλους τους τύπους κύκλων αμοστρόβιλων: κύκλο Rankine με υπερθέρμανση, κύκλο Rankine με αναθέρμανση και κύκλο Rankine με αναγέννηση. Επίσης εκτός από την περίπτωση νερού-ατμού, συνηθίζεται σε αυτές τις περιπτώσεις να χρησιμοποιείται και κύκλος ORC (Organic Rankine Cycle), στον οποίο, όπως δηλώνει και το όνομά του, τη θέση του νερού παίρνει κάποιο οργανικό μέσο, το οποίο θερμαίνεται, γίνεται ατμός και εκτονώνεται σε αμοστρόβιλο.

Στην περίπτωση που λειτουργεί μονάδα που χρησιμοποιεί ορυκτά καύσιμα, τότε γίνεται σαφές πως μπορεί να συνδυαστεί με συλλέκτες PTC με σκοπό τον υβριδισμό του συστήματος ώστε να μειώνεται σημαντικά η κατανάλωση των καυσίμων τις ώρες

του μεσημεριού και κυρίως τις ημέρες που επικρατεί ηλιοφάνεια. Αντιστρόφως, μια μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που λειτουργεί με συλλέκτες PTC, μπορεί προφανώς να γίνει υβριδική, καθώς μπορεί να τοποθετηθεί ένας λέβητας βιομάζας (ή και λέβητας που χρησιμοποιεί κάποιο ορυκτό καύσιμο), όπου η χρήση θα είναι απαραίτητη κυρίως για τις ώρες της ημέρας όπου επικρατεί ελάχιστη ή και καθόλου ηλιοφάνεια.

Άλλη μια χρήσιμη επιλογή, είναι η ενσωμάτωση ενός ηλιακού συστήματος σε ένα συνδυασμένο κύκλο που ονομάζεται συνδυασμένος κύκλος με ενσωματωμένο ηλιακό σύστημα (Integrated Solar Combined Cycle – ISCCS), στον οποίο δύο διαφορετικοί θερμοδυναμικοί κύκλοι, ο Rankine και ο Brayton, συνδυάζονται σε ένα απλό σύστημα, με τη βοήθεια ενός λέβητα ανάκτησης θερμότητας (Heat Recovery Generator – HRSG). Το καύσιμο προσφέρει ενεργειακά συμβατικά στον αεριοστρόβιλο, και το ζεστό καυσαέριο παράγει και υπέρθερμο ατμό, ο οποίος χρησιμοποιείται στον αμοστρόβιλο. Η ηλιακή ενέργεια από τους PTC, μπορεί να ενσωματωθεί είτε σε υψηλή πίεση στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας, ή σε χαμηλότερη πίεση απευθείας στον αμοστρόβιλο. Η γενική ιδέα είναι ένας αμοστρόβιλος ο οποίος αξιοποιεί τη θερμότητα από τον ήλιο για την παραγωγή ατμού, καθώς και τα καυσαέρια από τον αεριοστρόβιλο για την προθέρμανση και την υπερθέρμανση του ατμού.

Υπάρχουν πολλές εγκαταστάσεις στον κόσμο, που χρησιμοποιούν συλλέκτες τύπου PTC για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Γενικά, ιδανικές περιοχές για τέτοιες εγκαταστάσεις είναι συνήθως ξηρές περιοχές, όπου η άμεση ακτινοβολία σε κάθετο επίπεδο είναι πολύ υψηλή (πάνω από 1600 kWh/m² το χρόνο). Οι δέκα εγκαταστάσεις με τη μεγαλύτερη εγκατεστημένη ισχύ στον κόσμο, φαίνονται στον παρακάτω πίνακα 3.2 [3.4]:

Χώρα	Όνομα εγκατάστασης	Εγκατεστημένη ισχύς (MW)
Η.Π.Α.	Solar Energy Generating Systems (SEGS)	354
Η.Π.Α.	Solana Generating Station	280
Ισπανία	Solaben Solar Power Station	200
Ισπανία	Solvona Solar Power Station	150
Ισπανία	Andasol Solar Power Station	150
Ισπανία	Extresol Solar Power Station	150
Ισπανία	Palma del Rio Solar Power Station	100
Ισπανία	Manchasol Solar Power Station	100
Ισπανία	Valle Solar Power Station	100
Ισπανία	Helioenergy Solar Power Station	100

Πίνακας 3.2 Εγκαταστάσεις Συλλεκτών PTC με τη μεγαλύτερη εγκατεστημένη ισχύ στον κόσμο [3.4]

Στην παρακάτω εικόνα διακρίνεται μία μονάδα SEGS:



Εικόνα 3.3 Μονάδα SEGS [3.3]

3.1.4.2 Παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση

Από τη συνολική ενέργεια που χρησιμοποιείται στις βιομηχανίες, ένα μεγάλο ποσοστό, περίπου το 45-65%, χρησιμοποιείται σε βιομηχανικές θερμικές διεργασίες για την προετοιμασία και διατήρηση των προϊόντων. Μία από τις καλύτερες μεθόδους κάλυψης της ανάγκης αυτής για θερμότητα, είναι η χρήση συλλεκτών PTC. Το ενδιαφέρον για τη χρήση ηλιακών συστημάτων για παραγωγή θερμικής ενέργειας έγκειται στο γεγονός πως καταναλώνονται μεγάλα ποσά ενέργειας στην παραγωγή θερμότητας, είτε μέσω ορυκτών καυσίμων είτε μέσω κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας. Βέβαια, στις βιομηχανίες, υπάρχουν κάποια μειονεκτήματα για τη χρήση συλλεκτών PTC, όπως αναφέρονται παρακάτω:

- Η διαθεσιμότητα του χώρου. Οι ήδη υπάρχουσες οροφές, πολλές φορές δεν αρκούν για την τοποθέτηση των ηλιακών συλλεκτών.
- Η μη σταθερή παραγωγή ενέργειας.
- Η διαθεσιμότητα και δυνατότητα χρήσης άλλων πηγών ενέργειας. Για παράδειγμα, μία τέτοια τεχνική είναι η χρήση ζεστών καυσαερίων από διεργασίες υψηλών θερμοκρασιών σε αυτές χαμηλότερων θερμοκρασιών.

3.1.4.3 Παραγωγή ζεστού νερού χρήσης και θέρμανσης χώρων

Μία από τις πιο διαδεδομένες εφαρμογές της ηλιακής ενέργειας είναι η παραγωγή ζεστού νερού. Οι θερμοκρασίες που απαιτούνται για την παραγωγή ζεστού νερού είναι κάτω από τους 100°C. Συνεπώς, θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν συμβατικού ηλιακοί συλλέκτες με ικανοποιητικές αποδόσεις (FPC ή ETC). Ωστόσο, σε περιπτώσεις όπου υπάρχει ανάγκη για μεγάλες ποσότητες ζεστού νερού, απαιτείται μεγάλη συλλεκτική επιφάνεια, η οποία τις περισσότερες φορές είναι δύσκολο να βρεθεί. Έτσι λοιπόν, σε αυτές τις περιπτώσεις, η χρήση PTC ενδείκνυται, εφόσον παράγει θερμική ενέργεια σε υψηλότερες θερμοκρασίες από αυτές που χρειάζονται. Με αυτόν τον τρόπο μπορούν να καλυφθούν μεγαλύτερες απαιτήσεις. Τα πλεονεκτήματα των PTC έναντι άλλων συλλεκτών για διεργασίες θέρμανσης νερού, είναι οι χαμηλές θερμικές τους απώλειες, η σημαντικά μικρότερη συλλεκτική

επιφάνεια για την ίδια παραγωγή ισχύος και το γεγονός πως δεν υπάρχει ρίσκο επίτευξης επικίνδυνων θερμοκρασιών, αφού υπάρχει σύστημα ελέγχου παρακολούθησης του ηλίου, πράγμα που σημαίνει πως σε περίπτωση που ανεβαίνει πολύ η θερμοκρασία του νερού, μπορεί να «παραβιαστεί» το σύστημα ελέγχου, με αποτέλεσμα να σταματήσει η περαιτέρω αύξηση θερμοκρασίας του νερού. Βέβαια, υπάρχει ένα σοβαρό μειονέκτημα χρήσης των εν λόγω συλλεκτών, το υψηλό κόστος εγκατάστασης και συντήρησης. Επίσης, πρόκειται για συλλέκτες που αξιοποιούν μόνο την άμεση ακτινοβολία, άρα είναι γεωγραφικά περιορισμένη η χρήση τους. Παρ' όλα αυτά, έρευνες έχουν αποδείξει πως το σύστημα των συλλεκτών PTC για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, μπορεί να φτάσει σε μία μέγιστη απόδοση της τάξεως του 60% με μέση απόδοση περίπου στο 40%. Επιπλέον η περίοδος αποπληρωμής είναι κατά προσέγγιση 8-10 χρόνια ενώ ο χρόνος ζωής της εγκατάστασης εκτιμάται για πάνω από 25 χρόνια λειτουργίας.

3.1.4.4 Κλιματισμός και ψύξη

Οι ενεργειακές απαιτήσεις που συνδέονται με τον κλιματισμό στις περισσότερες ανεπτυγμένες χώρες, έχουν αυξηθεί σημαντικά τα τελευταία χρόνια, προκαλώντας σημαντική αύξηση της κατανάλωσης της ηλεκτρικής ενέργειας, κυρίως κατά τους θερινούς μήνες. Παράλληλα, η ανάγκη για ψύξη τροφίμων και διατήρηση διαφόρων αγαθών, οδηγούν στην αναζήτηση συστημάτων που να λειτουργούν βάσει των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, και μάλιστα με ηλιακή ενέργεια. Συνεπώς, τα ηλιακά θερμικά συστήματα είναι τα πλέον κατάλληλα για κλιματισμό και ψύξη, εφόσον η διαθεσιμότητα της ηλιακής ενέργειας και οι απαιτήσεις κλιματισμού (ή και ψύξης) συμβαδίζουν χρονικά αλλά και γεωγραφικά.

Σε ό,τι αφορά λοιπόν συστήματα ψύξης, είναι γνωστό πως ο συντελεστής θερμικής συμπεριφοράς (COP) είναι υψηλός για διβάθμιους ψύκτες απορρόφησης με LiBr-H₂O, αλλά απαιτούνται θερμοκρασίες τάξεως 140-180°C. Εφόσον οι συμβατικοί συλλέκτες δεν είναι ικανοί να πετύχουν τέτοιες θερμοκρασίες, τοποθετούνται οι PTC, οι οποίοι θεωρούνται και ως η ιδανική λύση σε τέτοιες εφαρμογές.

3.1.4.5 Άντληση νερού άρδευσης

Για να αντληθεί νερό άρδευσης με τη βοήθεια των PTC, θα πρέπει η θερμική ενέργεια που παράγεται στους συλλέκτες να μετατραπεί να μηχανική ώστε να τεθεί σε λειτουργία η αντλία. Η εφαρμογή αυτή, έχει μεγάλο ενδιαφέρον κυρίως σε αγροτικές περιοχές για δύο λόγους. Ο ένας είναι πως πρέπει, με κάποιον τρόπο, να αντληθεί νερό. Και ο δεύτερος, είναι πως καθώς είναι απομακρυσμένη περιοχή, το κόστος του καυσίμου για την εν λόγω διεργασία είναι αυξημένο. Ένα άλλο σημαντικό πλεονέκτημα, είναι πως συνήθως οι αγροτικές περιοχές είναι μέρη όπου επικρατεί αρκετή ηλιοφάνεια, άρα ένα τέτοιο σύστημα ταιριάζει απόλυτα. Βέβαια, σπάνια γίνεται άρδευση με αυτόν τον τρόπον. Όμως, υπάρχουν εγκαταστάσεις τέτοιες σε διάφορα μέρη, και αξίζει να αναφερθεί, πως η πρώτη εγκατάσταση με PTC χρησιμοποιήθηκε για τέτοια ακριβώς χρήση.

3.1.4.6 Αφαλάτωση

Το πρόβλημα αποθεμάτων πόσιμου νερού (ιδιαίτερα σε νησιωτικές περιοχές), αποτελεί ένα από τα σοβαρότερα προβλήματα. Η ηλιακή αφαλάτωση είναι μία από τις πιο ελπιδοφόρες τεχνολογίες για την αντιμετώπιση του προβλήματος, εφόσον η έλλειψη νερού και η διαθεσιμότητα ηλιακής ακτινοβολίας συνήθως συμβαδίζουν γεωγραφικά. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για αφαλάτωση νερού άμεσα, παράγοντας το απόσταγμα μέσα στο συλλέκτη, είτε έμμεσα, συνδέοντας το ηλιακό σύστημα απευθείας σε μια μονάδα αφαλάτωσης.

3.1.4.7 Ηλιακή χημεία (Solar Chemistry)

Η παρουσία επικίνδυνων οργανικών ενώσεων κυρίως στο νερό και τον αέρα, έχει προκαλέσει το ενδιαφέρον για την εύρεση εναλλακτικών τρόπων για την αντιμετώπιση είτε απαλοιφή των ίδιων. Η συγκεντρωμένη ηλιακή ενέργεια αυξάνει τη διαδικασία αφαίρεσης των τοξικών ενώσεων, εφόσον φωτόνια υψηλής ενέργειας εισχωρούν απευθείας στο νερό ή τον αέρα. Όταν για την διεργασία αυτή χρησιμοποιούνται συλλέκτες PTC, ένας διάφανος γυάλινος σωλήνας τοποθετείται στην εστία της παραβολής των κατόπτρων (αντί για τον απορροφητικό σωλήνα), ως ένας φωτο-αντιδραστήρας [3.2].

3.1.5 Εργαζόμενα μέσα σε PTC

Όπως αναφέρθηκε και στην ενότητα 3.1.4.1, υπάρχουν δύο τρόποι μετατροπής του νερού ή του οργανικού μέσου σε ατμό, με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας: είτε άμεσα, όταν παράγεται ατμός από τους ίδιους τους συλλέκτες (Direct steam generation), είτε έμμεσα, όταν ο συλλέκτης θερμαίνει ένα εργαζόμενο μέσο (χωρίς να το ατμοποιήσει) και κατόπιν μεταφέρεται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας όπου ατμοποιεί το ρευστό (Indirect steam generation).

Έτσι λοιπόν, στη δεύτερη περίπτωση, χρειαζόμαστε ένα εργαζόμενο μέσο το οποίο θα πρέπει να έχει υψηλή θερμοκρασία ατμοποίησης (κάτω από συγκεκριμένες πιέσεις), ώστε να παραμένει υγρό και να μην ατμοποιείται στις υψηλές θερμοκρασίες που επιτυγχάνονται με τους PTC. Επίσης, είναι σημαντικό να είναι χαμηλή και η θερμοκρασία κάτω από την οποία αρχίζει και παγώνει το εργαζόμενο μέσο. Κι αυτό διότι ενδέχεται να πέφτει χαμηλά η θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της νύχτας τους χειμερινούς μήνες, με αποτέλεσμα να είναι πιθανό να παγώσει το υγρό με καταστροφικές επιπτώσεις στις σωληνώσεις. Επιπλέον, είναι εξίσου σημαντικό να υπάρχει μια θερμοκή ισορροπία στο μέσο ώστε να μεγιστοποιείται η απόδοση από τη μία αλλά και να μη δημιουργούνται θερμικές καταπονήσεις στις σωληνώσεις λόγω υψηλών θερμοκρασιών.

Από την πλευρά της εναλλαγής θερμότητας, με στόχο την αποθήκευση και τη μετάδοση μεγάλων ποσών θερμότητας, είναι χρήσιμο να υπάρχει υψηλός συντελεστής θερμοχωρητικότητας (C_p – heat capacity). Επιπλέον, το εργαζόμενο μέσο είναι απαραίτητο να έχει υψηλό συντελεστή αγωγής για πιο γρήγορη και αποδοτική μεταφορά θερμότητας. Τέλος, ενδείκνυται να έχει και χαμηλό ιξώδες με σκοπό τη μείωση της ισχύος στην αντλία.

Αξίζει να αναφερθεί, πως, σημαντικό ρόλο παίζει και το κόστος του κάθε εργαζόμενου μέσου, οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις καθώς επίσης και η αναφλεξιμότητα ή η εκρηκτικότητά του σε περίπτωση διαφυγής [3.3].

Στον παρακάτω πίνακα 3.3 φαίνονται κάποια εργαζόμενα μέσα με τις αντίστοιχες ιδιότητές τους:

Medium	Max. temperature [°C]	Heat capacity [J/kg/K]	Heat conductivity [W/m/K]	Vol. spez. heat capacity [kWh/m ³ /K]	Cost
Mineral oil	300	2600	0.12	0.55	+
Synth. oil	400	2300	0.11	0.57	-
Silicon oil	400	2100	0.1	0.525	-
Nitride salt	450	1500	0.5	0.75	○
Nitrate salt	565	1600	0.5	0.8	+
Carbonate salt	850	1800	2.0	1.05	-
Sodium (liquid)	850	1300	71.0	0.3	○

Πίνακας 3.3 Εργαζόμενα μέσα με τις ιδιότητές τους και αξιολόγηση κόστους (+:χαμηλό κόστος, -:υψηλό και ○:μέτριο) [3.3]

3.1.6 Βασικό μαθηματικό μοντέλο PTC

Οι βασικές μαθηματικές εξισώσεις που διέπουν τη λειτουργία των παραπάνω συλλεκτών είναι οι εξής:

Ο θερμοκός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{th,c} = \frac{Q_u}{Q_{sol}}, \quad (3.1)$$

Η ωφέλιμη θερμική ισχύς προκύπτει από ισολογισμό ενέργειας στο εργαζόμενο μέσο:

$$Q_u = m_c \cdot C_p \cdot (T_{cout} - T_{cin}), \quad (3.2)$$

Η ισχύς του ήλιου δίνεται από την εξίσωση:

$$Q_{sol} = A_a \cdot G_b, \quad (3.3)$$

3.2 Δεξαμενή/Δοχείο αποθήκευσης (Tank – Storage)

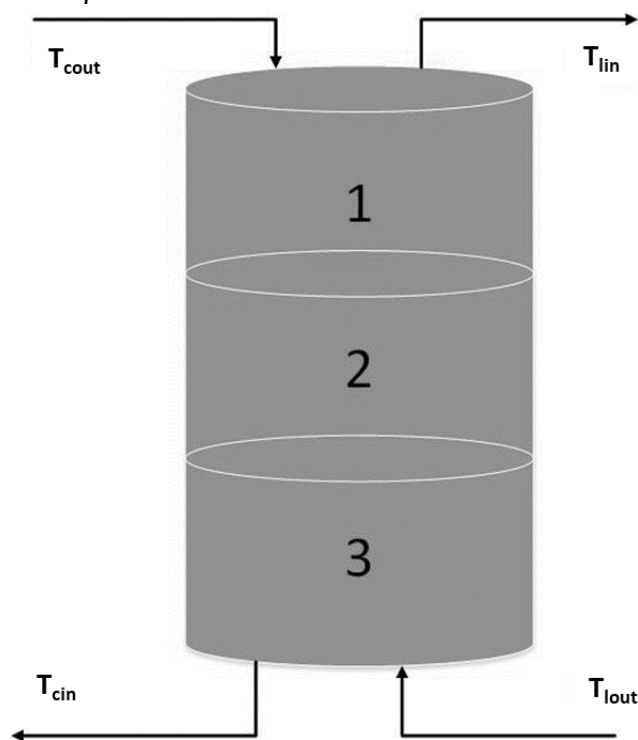
Η δεξαμενή αποθήκευσης στην παραγωγή ενέργειας από ηλιακούς συλλέκτες είναι απαραίτητη για την αποθήκευση ενέργειας όταν έχουμε ηλιοφάνεια και τη χρησιμοποίησή της όταν έχουμε αυξημένη νέφωση ή έχουμε λειτουργία κατά τη διάρκεια της νύχτας. Διάφορα μέσα αποθήκευσης έχουν προταθεί και εφαρμοστεί στο παρελθόν όπως λάδι, στερεές ουσίες, κορεσμένο νερό και τηγμένο άλας. Από αυτά τα

μέσα το τηγμένο άλας προσφέρει την καλύτερη ισορροπία σε χωρητικότητα, κόστος, απόδοση και ευκολία στη χρήση σε υψηλές θερμοκρασίες. Προς το παρόν, τα συστήματα αποθήκευσης ενέργειας που χρησιμοποιούν τηγμένο άλας είναι ευρέως εφαρμόσιμα και υπό ανάπτυξη παγκοσμίως.

Η δεξαμενή αποθήκευσης, συνήθως χωρίζεται σε περισσότερες από μία ζώνες με μοναδικό στόχο τη μείωση των θερμικών απωλειών. Θεωρητικά, όσο περισσότερες ζώνες, τόσο μικρότερες οι απώλειες. Αλλά υπάρχει ένας κορεσμός από τις 7 ζώνες περίπου και πάνω. Βέβαια, και με τρεις ζώνες αποθήκευσης, ήδη τα αποτελέσματα είναι αρκετά ικανοποιητικά, και μάλιστα πρόκειται για απλό σύστημα εφόσον όσο αυξάνουν οι ζώνες, τόσο αυξάνει και η πολυπλοκότητα. Γίνεται σαφές πως, στην πάνω ζώνη του δοχείου αποθήκευσης επικρατεί το ρευστό με την υψηλότερη θερμοκρασία ενώ στην κάτω ζώνη του δοχείου, εκείνο με τη χαμηλότερη θερμοκρασία.

Έτσι λοιπόν, όπως αναφέραμε και παραπάνω, το δοχείο «φορτίζεται» θερμικά κατά τη διάρκεια της ημέρας, και κυρίως τις ημέρες που επικρατεί ηλιοφάνεια και «αποφορτίζεται» ταυτοχρόνως είτε την ίδια την ημέρα για οποιαδήποτε άλλη χρήση (παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ψύξης ή και θερμότητας), είτε τις ώρες που δεν επικρατεί ηλιοφάνεια (νέφωση ή κατά τη διάρκεια την νύχτας).

Είναι φανερό λοιπόν, πως οι συλλέκτες, συλλέγουν το ψυχρότερο μέσο από την κάτω πλευρά του δοχείου, ανεβάζουν τη θερμοκρασία του μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας και το επιστρέφουν στην πάνω πλευρά του δοχείου. Από την άλλη μεριά, εκεί που καταναλώνεται η θερμότητα του δοχείου, προφανώς, γίνεται η αντίστροφη διαδικασία: εργαζόμενο μέσο συλλέγεται από την κορυφή της δεξαμενής για οποιαδήποτε κατανάλωση ή παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ή και θερμότητας/ψύξης, και επιστρέφει στο κάτω μέρος της δεξαμενής. Αναλυτικότερα, ακολουθεί ένα σχήμα που υποδεικνύει όλα τα παραπάνω:



Εικόνα 3.4 Δοχείο αποθήκευσης

Τέλος, από τη γενικευμένη εξίσωση ισολογισμού ενέργειας για το δοχείο αποθήκευσης ισχύει:

$$Q_{st} = Q_u - Q_{load} - Q_{loss} , \quad (3.4)$$

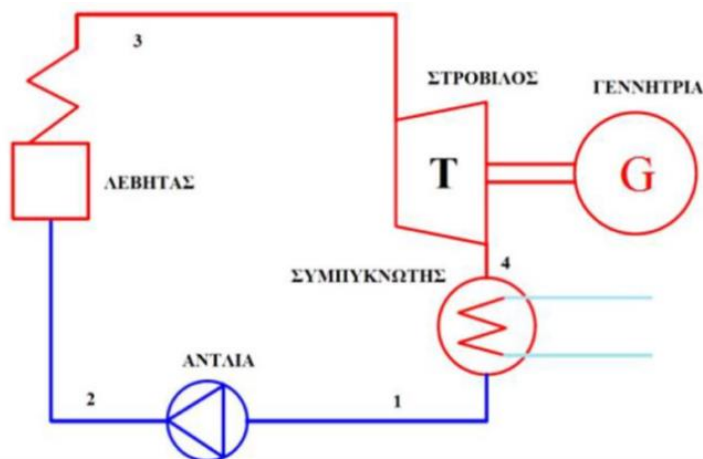
Με Q_{st} η αποθηκευμένη ενέργεια στο δοχείο, Q_u η ενέργεια προερχόμενη από τους συλλέκτες, Q_{load} το φορτίο ή η κατανάλωση ενέργειας από το δοχείο και Q_{loss} οι θερμικές απώλειες του δοχείου.

3.3 Σύστημα κύκλου Rankine με οργανικό μέσο (Organic Rankine Cycle – ORC)

Η διεργασία του κύκλου Rankine με οργανικό μέσο (ORC), είναι, σε γενικές γραμμές, ίδια με τον απλό κύκλο Rankine (νερό-ατμός). Η βασική διαφορά των δύο κύκλων είναι πως στην περίπτωση του ORC, γίνεται χρήση κάποιου οργανικού μέσου (το οποίο διαφέρει ανάλογα με την εφαρμογή) αντί για νερό. Συνήθως, ο κύκλος αυτός βρίσκεται εφαρμογή σε μονάδες θερμικών σταθμών σε αποκεντρωμένες περιοχές. Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως ο εν λόγω κύκλος, έχει το πλεονέκτημα να εκμεταλλεύεται θερμικές ενεργειακές πηγές χαμηλής, σχετικά, ενέργειας και θερμοκρασίας (κάτω από 400°C, ακόμα και κάτω από 300°C σε κάποιες περιπτώσεις). Οι περισσότερες εφαρμογές έγκεινται σε εγκαταστάσεις μικρής κλίμακας και σπανιότερα σε μεγάλης.

Αναλυτικότερα, η αντλία του συστήματος, αναρροφά κορεσμένο υγρό και ανεβάζει την πίεσή του στην κατάθλιψή της. Στη συνέχεια, το υγρό οδηγείται στον λέβητα του συστήματος, όπου ο ίδιος, ανεβάζει τη θερμοκρασία στο ρευστό εξατμίζοντάς το και κατόπιν το υπερθερμαίνει δημιουργώντας υπέρθερμο ατμό. Ο υπέρθερμος ατμός με τη σειρά του, εκτονώνεται στο στρόβιλο. Μετά την εκτόνωση του ατμού στο στρόβιλο, το ρευστό συμπυκνώνεται κι επανέρχεται στην αρχική του κατάσταση ως κορεσμένο υγρό, κι επαναλαμβάνεται από την αρχή όλη η παραπάνω διαδικασία. Σημειώνεται, πως ο στρόβιλος είναι συνδεδεμένος με μία γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (βλέπε εικόνα 3.5).

Παρακάτω φαίνεται και το μονογραμμικό διάγραμμα ενός κύκλου Rankine, το οποίο είναι κοινό για τον απλό και τον οργανικό κύκλο, που μας υποδεικνύει τον παραπάνω κύκλο που αναφέρθηκε:



Εικόνα 3.5 Μονογραμμικό διάγραμμα κύκλου Rankine [3.5]

Κατά τη φάση του σχεδιασμού ενός τέτοιου συστήματος, η επιλογή του οργανικού μέσου και του θερμοδυναμικού σχεδιασμού είναι κρίσιμης σημασίας, αφού με τη σωστή επιλογή αυτών επέρχεται και η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης.

Η επιλογή του οργανικού μέσου, λοιπόν, καθορίζεται κυρίως από τη θερμοκρασία που προσδίδεται θερμότητα στον κύκλο. Εκτός από τις θερμοδυναμικές παραμέτρους του εργαζόμενου μέσου, θα πρέπει κατά την επιλογή του να ληφθούν υπόψη και κάποιες περιβαλλοντικές παράμετροι, όπως είναι η αναφλεξιμότητα, η διαβρωτικότητα και η τοξικότητα. Επιπλέον, άλλες δύο σημαντικές περιβαλλοντικές παράμετροι είναι η παράμετρος που καθορίζεται από την επίδραση του στη στοιβάδα του όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP) και η δυναμική του ρευστού στην υπερθέρμανση του πλανήτη (Global Warming Potential – GWP). Το GWP ενός εργαζόμενου μέσου είναι μία μέτρηση στην επίδρασή του στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Έχει καθοριστεί το GWP του διοξειδίου του άνθρακα να είναι 1. Οπότε, για παράδειγμα, αν ένα υγρό με GWP ίσο με 2, αυτό σημαίνει πως θα έχει δύο φορές ισχυρότερη επίδραση στην υπερθέρμανση του πλανήτη συγκριτικά με το διοξείδιο του άνθρακα. Όσον αφορά για το ODP, τα υγρά που έχουν ODP μεγαλύτερο του μηδενός, θεωρούνται επιβλαβή για την καταστροφή της τρύπας του όζοντος και συνηθίζεται πλέον να αποφεύγονται για οποιαδήποτε χρήση σύμφωνα και με τα πρωτόκολλα του Μόντρεαλ και του Κιότο.

Ακολουθεί ο πίνακας 3.4 που μας δείχνει τις ιδιότητες και τις περιβαλλοντικές παραμέτρους 4 εργαζόμενων μέσων, που χρησιμοποιούνται κατά κόρον στην αγορά:

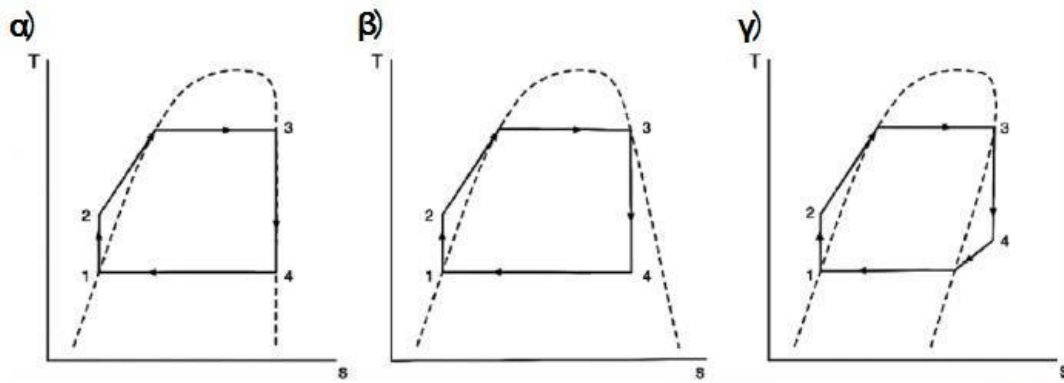
Εργαζόμενο μέσο	Φυσικά δεδομένα				Περιβαλλοντικές παράμετροι			
	Μοριακό βάρος (kg/kmol)	T _{crit} (°C)	P _{crit} (Mpa)	Τύπος	GWP	ODP	Τοξικότητα	Αναφλεξιμότητα
Toluene	92.14	318.6	4.13	Ξηρό	3	0	Μέτρια	Σημαντική
MDM	236.5	290.9	1.41	Ξηρό	-	0	-	-
Cyclohexane	84.16	280.5	4.075	Ξηρό	4-6	-	-	-
N-octane	114.2	125	2.497	Ξηρό	3	-	Υψηλή	Υψηλή

Πίνακας 3.4 Ιδιότητες 4 συνηθέστερων εργαζόμενων μέσων [3.6, 3.7]

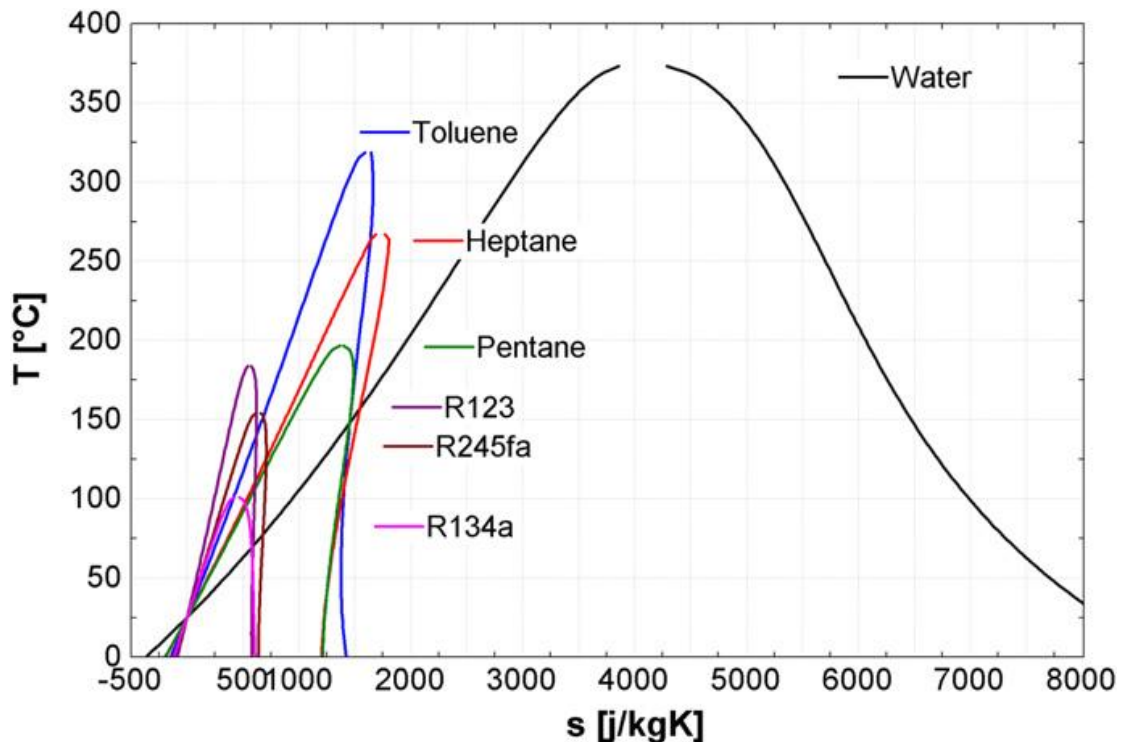
Υπάρχουν κι άλλα εργαζόμενα μέσα όπως n-pentane, MM, propane, R245fa, R123zde, butane, τα οποία δε συνηθίζονται λόγω χειρότερων ιδιοτήτων και περιβαλλοντικών παραμέτρων.

Τα οργανικά μέσα κατατάσσονται σε 3 κατηγορίες, ανάλογα με τη μορφή της καμπύλης κορεσμένου ατμού στο διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας. Η καμπύλη κορεσμένου ατμού μπορεί να έχει είτε μορφή «κλασσικής καμπάνας» είτε να παρουσιάζει κάποια κλίση. Ανάλογα με αυτήν την κλίση, τα οργανικά μέσα χαρακτηρίζονται ως ισεντροπικά, υγρά ή ξηρά. Όταν έχουμε θετική κλίση πρόκειται για ρευστό που χαρακτηρίζεται ως «υγρό», όταν έχουμε αρνητική πρόκειται για «ξηρό», ενώ στη θεωρητική περίπτωση που η κλίση απειρίζεται, πρόκειται για ισεντροπικό ρευστό.

Στις παρακάτω δύο εικόνες, διακρίνουμε και τις 3 κατηγορίες οργανικών μέσων, στην οποία φαίνεται και η κλίση σε κάθε περίπτωση, αλλά και οι καμπύλες κορεσμού διάφορων μέσων:



Εικόνα 3.6 Εργαζόμενο μέσο – α: ισεντροπικό, β: υγρό και γ:ξηρό [3.8]



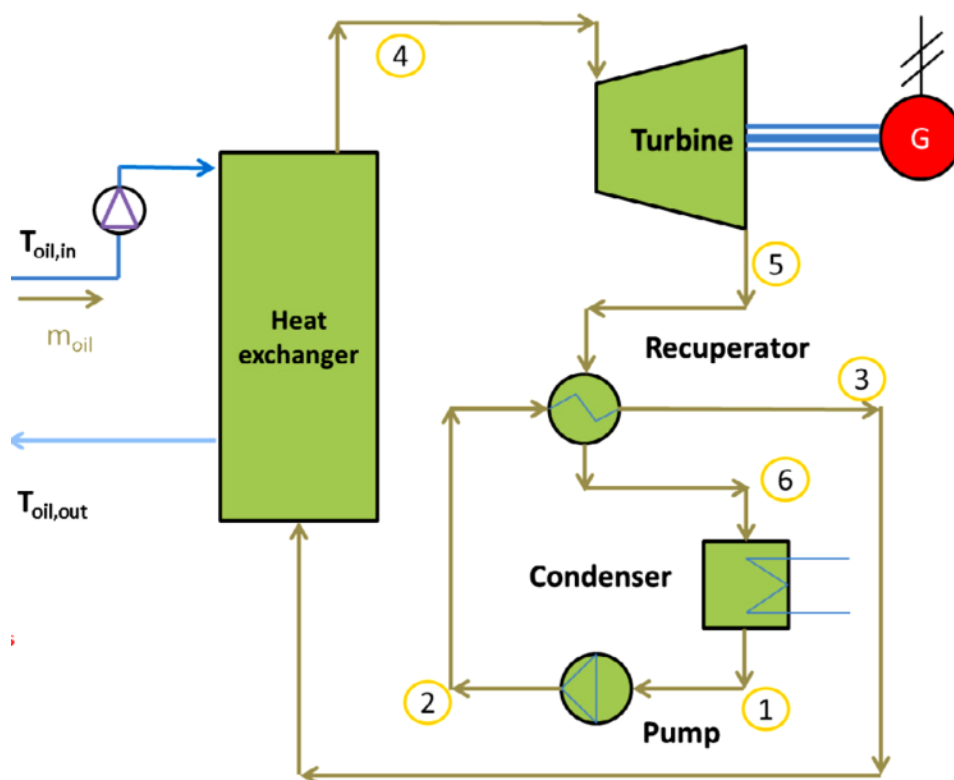
Εικόνα 3.7 Καμπύλες κορεσμού διάφορων μέσων [3.9]

Από πλευρά λειτουργικότητας, και συγκεκριμένα σε ό,τι αφορά την εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου στον στρόβιλο, προκειμένου να διατηρήσουμε τη μέγιστη επιτρεπτή υγρασία στην έξοδο της τουρμπίνας και να αποτρέψουμε την καταστροφή λόγω διάβρωσης στην περύγωση του στροβίλου. Όσον αφορά λοιπόν, τα «υγρά» εργαζόμενα μέσα, πρέπει να υπερθερμανθεί πριν την εκτόνωση στον στρόβιλο, ώστε αφού εκτονωθεί, να βρίσκεται εντός των ορίων της υγρασίας που πρέπει να επιτευχθεί. Για τα ισεντροπικά και τα ξηρά μέσα, δεν υπάρχει τέτοιο πρόβλημα, εφόσον η εκτόνωση γίνεται σε περιοχή εκτός της «καμπάνας» ή αλλιώς εκτός της περιοχής του διφασικού μείγματος.

Ωστόσο, για τα ισεντροπικά μέσα, μελέτες του παρελθόντος, έχουν δείξει πως υπάρχει μια συσχέτιση μεταξύ της απόδοσης του κύκλου και της θερμοκρασίας εισόδου στο στρόβιλο. Για τα ξηρά μέσα, η υψηλότερη απόδοση του κύκλου, επιτυγχάνεται διατηρώντας συνθήκες κορεσμένου ατμού κατά την είσοδο του ρευστού στον

στρόβιλο. Υπερθερμαίνοντας το ξηρό μέσο, θα αυξηθεί η θερμοκρασία εισόδου στην τουρμπίνα, προκαλώντας έτσι σημαντική μείωση στην ισχύ του στρόβιλου.

Αξίζει να αναφερθεί πως, για να αυξηθεί η απόδοση σε έναν κύκλο ORC, με χρήση «ξηρών» μέσων, χρησιμοποιείται ένας αναγεννητής στην έξοδο του στρόβιλου (όπως φαίνεται και στην εικόνα 3.7). Ο σκοπός χρήσης του αναγεννητή, είναι για να αυξήσει τη θερμοκρασία του υγρού στην έξοδο της αντλίας και πριν εισέλθει το ρευστό στο λέβητα, ώστε να μειωθεί η θερμότητα που απαιτείται στον οικονομητήρα (αυξάνει τη θερμοκρασία του υπόψυκτου υγρού στην έξοδο της αντλίας, μέχρι να γίνει κορεσμένο ώστε να ατμοποιηθεί), με αποτέλεσμα να μειώνεται η απαιτούμενη θερμότητα που παράγεται στο λέβητα, άρα τελικά να αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης του κύκλου.



Εικόνα 3.8 Μονογραμμικό διάγραμμα κύκλου Rankine με αναγεννητή [3.10]

Στην πληθώρα των περιπτώσεων, το σύστημα ORC συνδέεται άμεσα είτε με την ηλιακή ενέργεια, είτε με τη γεωθερμία, είτε με απορριπτόμενη θερμότητα από κάποια εγκατάσταση σε μία βιομηχανική ζώνη, ή ακόμα και με χρήση λέβητα βιομάζας.

Στην περίπτωση της ηλιακής ενέργειας, η χρήση συλλεκτών που μπορούν να προσδώσουν στο εργαζόμενο μέσο θερμοκρασία μεγαλύτερη των 250°C, είναι αναγκαία. Έτσι λοιπόν, κυρίως οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες είναι ικανοί να επιτύχουν τέτοιες θερμοκρασίες, άρα θεωρούνται και οι πλέον κατάλληλοι. Συνηθίζεται να χρησιμοποιούνται παραβολικοί συγκεντρωτικοί συλλέκτες με κάτοπτρο σε εφαρμογές όπου το σύστημα ORC συνεργάζεται με συλλέκτες. Κι αυτό, διότι οι εν λόγω συλλέκτες, είναι ικανοί να αυξήσουν την θερμοκρασία του ρευστού που διέρχεται μέσα από αυτούς, μέχρι και τους 400°C. Άρα κρίνονται σαφώς οι καταλληλότεροι [3.9].

Από την πλευρά της γεωθερμίας, ήδη χρησιμοποιούνται αρκετές μονάδες παγκοσμίως σε σημεία όπου υπάρχει διαθέσιμη γεωθερμική ενέργεια υψηλής ενθαλπίας και

θερμοκρασίας. Πρόκειται για μία τεχνολογία που είναι υπό ανάπτυξη, αλλά η «συνεργασία» γεωθερμίας-ORC είναι αρκετά συμφέρουσα, παρότι υπάρχει υψηλό κόστος εγκατάστασης.

Επίσης, σε περίπτωση που σε μία βιομηχανική εγκατάσταση υπάρχει απορριπτόμενη θερμότητα, θερμοκρασίας 250-350°C, τότε γίνεται σαφές πως η χρήση συστήματος ORC κρίνεται συμφέρουσα και απαραίτητη, αφού κάθε βιομηχανική ζώνη καταναλώνει μεγάλα ποσά ηλεκτρικής ενέργειας. Συνεπώς, με χρήση του ORC, μπορεί κάποιο ποσό της ηλεκτρικής ισχύος να καλυφθεί από αυτό.

Τέλος, ένα σύστημα ORC, μπορεί να συνεργαστεί και με έναν λέβητα βιομάζας. Πρόκειται για εφαρμογή που μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εγκαταστάσεις μικρής κλίμακας, ακόμα και σε ένα σπίτι για οικιακή χρήση. Το σημαντικό πλεονέκτημα αυτής της εγκατάστασης, είναι οι μηδενικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, λόγω χρήσης βιομάζας κι όχι κάποιου ορυκτού καυσίμου. Αξίζει να αναφερθεί, πως ένα σύστημα ORC, μπορεί να υβριδιστεί χρησιμοποιώντας τους ηλιακούς συλλέκτες, που προαναφέρθηκαν παραπάνω, για την παραγωγή ενέργειας κατά τις ώρες της ηλιοφάνειας, αλλά και έναν λέβητα βιομάζας για τις ώρες που δεν υπάρχει ηλιοφάνεια (νέφωση ή τη νύχτα) – στοιχείο με το οποίο θα ασχοληθούμε και στην συγκεκριμένη διπλωματική εργασία.

Υπάρχουν αρκετοί κατασκευαστές συστημάτων ORC. Ενδεικτικά, αναφέρονται κάποιοι κατασκευαστές στον επόμενο πίνακα [3.9]:

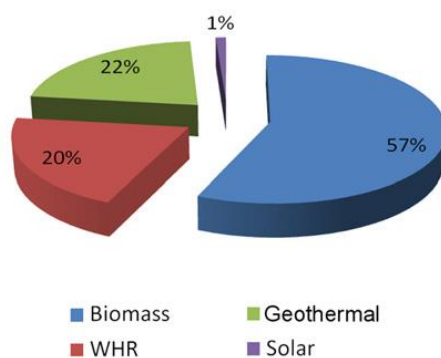
Κατασκευαστής	Εφαρμογές	Εύρος ηλεκτρικής ισχύος (kW _e)	Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας (°C)
ORMAT, US	Geo., WHR, solar	200-70000	150-300
Turboden, Italy	Biomass, WHR, Geo.	200-2000	100-300
Adoratec/Maxxtec, Germany	Biomass	315-1600	300
Opcon, Sweden	WHR	350-800	<120
GMK, Germany	WHR, Geo., Biomass	50-5000	120-350
Bosch KWK, Germany	WHR	65-325	120-150
Turboden PureCycle, US	WHR, Geo.	280	91-149
GE CleanCycle	WHR	125	>121
Cryostar, France	WHR, Geo.	n/a	100-400
Tri-o-gen, Netherlands	WHR	160	>350
Electratherm, US	WHR, Solar	50	>93

Πίνακας 3.5 Κατασκευαστές συστημάτων ORC και τεχνικά χαρακτηριστικά [3.9]

Στον παραπάνω πίνακα 3.5, στις εφαρμογές χρησιμοποιούνται ορολογίες όπου:

- Geo.: η γεωθερμική ενέργεια
- WHR: η απορριπτόμενη θερμότητα από κάποια πηγή (κυρίως σε βιομηχανική εγκατάσταση)
- Solar: η ηλιακή ενέργεια (χρήση συλλεκτών)
- Biomass: ο λέβητα βιομάζας

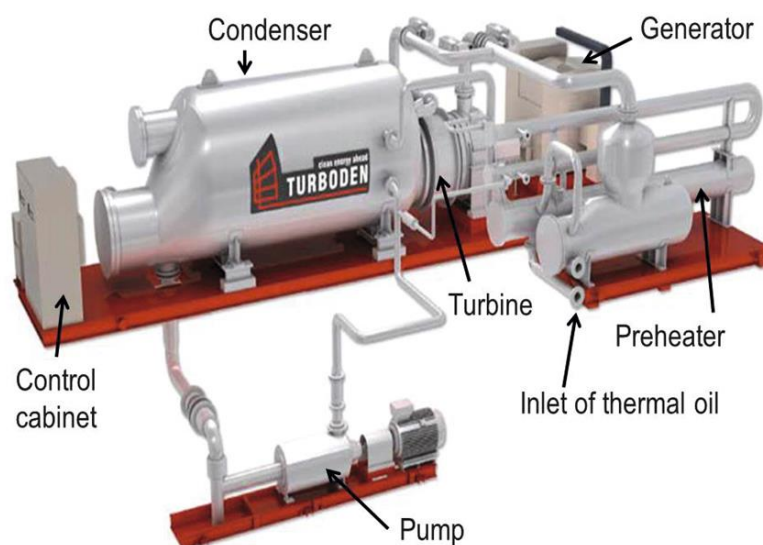
Στο επόμενο σχήμα, φαίνεται και η χρήση συστημάτων ανάλογα με την εφαρμογή:



Εικόνα 3.9 Συστήματα ORC ανάλογα με την εφαρμογή που συνδέονται [3.9]

Συνήθως, τα συστήματα ORC, είναι εγκαταστάσεις που οι κατασκευαστές πουλούν ως ένα ενιαίο τμήμα, το οποίο περιλαμβάνει τα πάντα (αντλία, εναλλάκτη-λέβητα ανάκτησης, στρόβιλο κτλ). Υπάρχουν συνήθως δύο υποδοχές στον εναλλάκτη ώστε να συνδέσουμε το ζεστό ρευστό που έχουμε από τις διάφορες πηγές (συλλέκτες, γεωθερμία κτλ), με σκοπό να θερμανθεί το μέσο του ORC ώστε να οδηγηθεί προς εκτόνωση στον στρόβιλο. Επίσης, υπάρχουν, άλλες δύο υποδοχές στον συμπυκνωτή του ORC, με σκοπό να συμπυκνωθεί το εργαζόμενο μέσο μέσω ενός κρύου ρευστού που θα έχουμε στη διάθεσή μας (π.χ. νερό ή αέρας).

Στην επόμενη εικόνα, φαίνεται ένα ολοκληρωμένο σύστημα ORC, όπως περιγράψαμε παραπάνω:



Εικόνα 3.10 Κύκλωμα ORC από την εταιρεία Turboden [3.11]

Τώρα, όσον αφορά κάποια υπολογιστικά μεγέθη, αξίζει να αναφερθούν κάποια βασικά. Λαμβάνοντας υπόψη την εικόνα 3.5, που μας υποδεικνύει το μονογραμμικό διάγραμμα του οργανικού κύκλου Rankine, ισχύουν τα εξής:

Η ισχύς που πρέπει να προσδώσουμε στον λέβητα ισούται με:

$$Q_{\lambda\epsilon\beta} = Q_{in} = \dot{m}_o \cdot (h_3 - h_2) , \quad (3.5)$$

Για την ισχύ της αντλίας μπορεί να γίνει μια προσέγγιση και να υπολογισθεί ως εξής:

$$w_p \approx \dot{m}_o \cdot (h_2 - h_1) , \quad (3.6)$$

Με έναν απλό ισολογισμό στην άτρακτο (στροβίλου-γεννήτριας), προκύπτει και η ισχύς της γεννήτριας ως εξής:

$$P_{net} = \dot{m}_o \cdot (h_3 - h_4) , \quad (3.7)$$

Ο ακριβής ισολογισμός στην άτρακτο, συνεπώς και ο σωστός υπολογισμός της ισχύος της γεννήτριας, γίνονται αναλυτικότερα στο επόμενο κεφάλαιο.

Έτσι λοιπόν, από όλα τα παραπάνω προκύπτει και ο βαθμός απόδοσης του κύκλου ORC, ως εξής:

$$\eta_{el} = \frac{P_{net} - w_p}{Q_{in}} , \quad (3.8)$$

3.4 Σύστημα ψύξης – Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμών

Η απλούστερη και συγχρόνως η πλέον διαδομένη μέθοδος «παραγωγής» ψύξης βασίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσεως ενός ρευστού, συνήθως πτητικού και των θερμικών συναλλαγών που συνοδεύουν τη μεταβολή αυτή. Συνήθως, αξιοποιείται η μετατροπή ενός πτητικού ρευστού από την υγρή στην αέρια φάση (ατμοποίηση), με πρόσδοση της εκάστοτε απαιτούμενης θερμότητας ατμοποίησης. Κατά την αντίστροφη διεργασία, δηλαδή τη μετατροπή από την αέρια στην υγρή φάση (συμπύκνωση), πρέπει να απορριφθεί, αντίστοιχα, η θερμότητα συμπυκνώσεως.

Η παραγωγή ψύξης, λοιπόν, με μηχανική συμπίεση ατμών, ασχολείται με την παραπάνω διαδικασία. Με άλλα λόγια, η θερμότητα, προερχόμενη από κάποιο χώρο, απορροφάται από το πτητικό μέσο, το οποίο και ατμοποιείται. Στη συνέχεια, το εργαζόμενο μέσο συμπιέζεται, αποβάλλει τη θερμότητα στο περιβάλλον, και καθώς εκτονώνεται, είναι πλέον διαθέσιμο για να απορροφήσει τη θερμότητα από ένα χώρο εξ' αρχής.

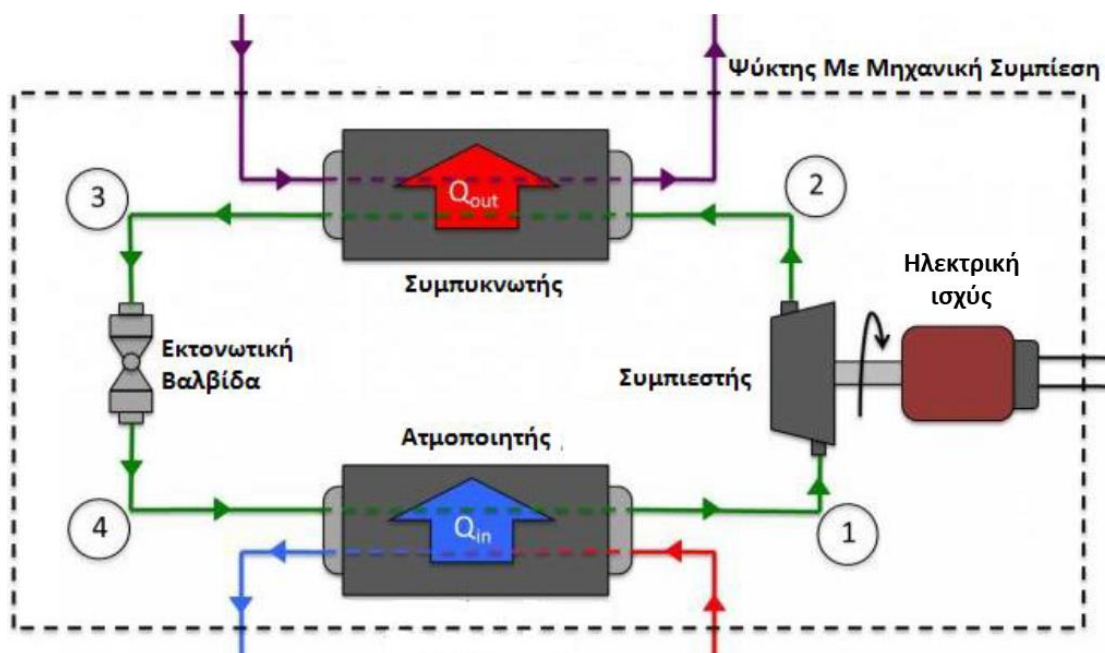
Ένα σύστημα μηχανικής συμπίεσης ατμών, αποτελείται από τα εξής υποσυστήματα (όπως φαίνεται και στην εικόνα 3.11 παρακάτω) [3.12]:

- **Ατμοποιητής:** Πρόκειται για έναν εναλλάκτη θερμότητας, όπου θερμότητα μεταφέρεται, από κάποιο θερμοδοχείο (κάποιο χώρο ή θάλαμο), στο εργαζόμενο μέσο, στο οποίο προκαλείται και η ατμοποίησή του, άρα τελικά και η ψύξη του χώρου. Είναι φανερό πως στο χώρο θα πρέπει να επικρατεί θερμοκρασία υψηλότερη από τη θερμοκρασία ατμοποίησης του εργαζόμενου

μέσου, ώστε να μπορεί να πραγματοποιηθεί η μεταφορά θερμότητας, κατ' επέκταση και η ατμοποίηση του μέσου.

- **Συμπιεστής:** Πρόκειται για τη συσκευή εκείνη, η οποία λαμβάνει τον κορεσμένο ατμό, προερχόμενος από τον ατμοποιητή, όπου και τον συμπιέζει σε πίεση μεγαλύτερη. Η τελική κατάσταση του εργαζόμενου μέσου είναι υπέρθερμος ατμός υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης.
- **Συμπυκνωτής:** Πρόκειται, επίσης, για έναν εναλλάκτη θερμότητας. Σε αυτήν την περίπτωση, όμως, το εργαζόμενο μέσο, προερχόμενο από τον συμπιεστή έχοντας υψηλή πίεση και θερμοκρασία, πρέπει να αποδώσει τη θερμότητά του σε κάποιο δοχείο ή χώρο, χαμηλότερης θερμοκρασίας από αυτό, ώστε να συμπυκνωθεί και τελικά να μετατραπεί σε κορεσμένο υγρό. Στις περισσότερες εφαρμογές, αυτό το δοχείο επιλέγεται να είναι το περιβάλλον.
- **Εκτονωτική βαλβίδα:** Για να επιστρέψει το ρευστό στην αρχή του κύκλου, στην είσοδο του ατμοποιητή, πρέπει να μειωθεί η πίεσή του, από τη στιγμή που ανέβηκε κατά τη διέλευσή του από τον συμπιεστή. Έτσι λοιπόν, εκεί ακριβώς έγκεται και η λειτουργία της εκτονωτικής βαλβίδας. Κορεσμένο υγρό στην έξοδο του συμπυκνωτή, εκτονώνεται μέσω της βαλβίδας ισενθαλπικά, κι επιστρέφει στον ατμοποιητή όπου εκ νέου πραγματοποιείται ο εν λόγω ψυκτικός κύκλος.

Στην επόμενη εικόνα, αποτυπώνεται και γραφικά ο παραπάνω κύκλος, αλλά και τα επιμέρους υποσυστήματα που προαναφέρθηκαν:



Εικόνα 3.11 Θεωρητικός ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση ατμού [3.12]

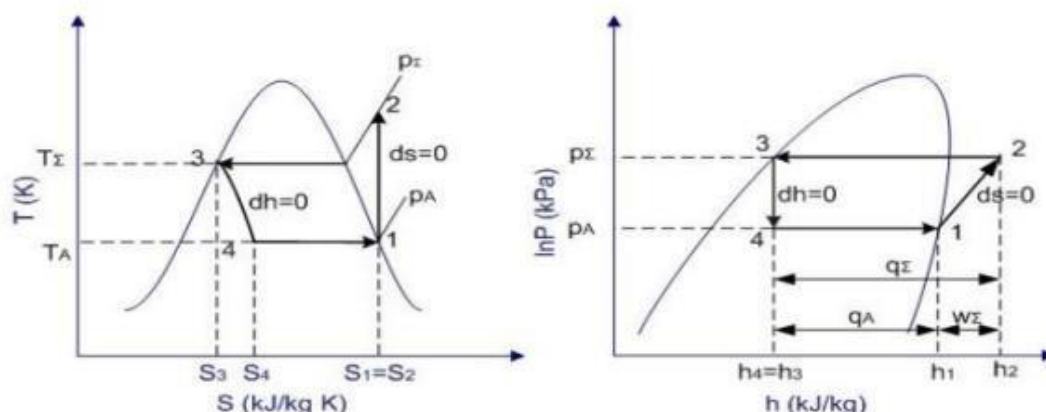
Ενδεικτικά, αναφέρεται η κατάσταση του ρευστού σε κάθε θέση:

- **Θέση 1:** Κορεσμένος ατμός χαμηλής θερμοκρασίας και πίεσης
- **Θέση 2:** Υπέρθερμος ατμός υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης
- **Θέση 3:** Κορεσμένο υγρό υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης
- **Θέση 4:** Διφασικό μείγμα (χαμηλής ξηρότητας) χαμηλής θερμοκρασίας και πίεσης.

Στον παραπάνω κύκλο, αξίζει να σημειωθεί, πως υπάρχει ένα όργανο για τον έλεγχο του ψυκτικού μέσου το οποίο λειτουργεί ως μετρητική διάταξη. Ουσιαστικά, ελέγχει αν έχει πραγματοποιηθεί πλήρης ατμοποίηση του ψυκτικού μέσου πριν βγει από τον ατμοποιητή. Με άλλα λόγια, είναι αναγκαία η πλήρης ατμοποίηση του μέσου, διότι σε περίπτωση που εισέλθει υγρό στον συμπιεστή, μπορεί να επέλθει ακόμα και η καταστροφή του [3.12].

Παρακάτω, αποτυπώνονται και τα διαγράμματα T-S και P-h του εν λόγω κύκλου, όπου αναφέρονται συνοπτικά όλες οι μεταβολές, για τις οποίες δόθηκε αναλυτική ερμηνεία και παραπάνω:

- Μεταβολή 1→2: Αδιαβατική συμπίεση. Κορεσμένος ατμός χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας, εισέρχεται στον συμπιεστή όπου αυξάνεται η πίεση και θερμοκρασία του.
- Μεταβολή 2→3: Ισόθλιπτη απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον. Υπέρθερμος ατμός υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας συμπυκνώνεται.
- Μεταβολή 3→4: Ισενθαλπική εκτόνωση. Ψυκτικό υγρό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας εκτονώνεται σε κατάσταση χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας αντίστοιχα.
- Μεταβολή 4→1: Ισόθλιπτη απορρόφηση θερμότητας από κάποιο θερμοδοχείο. Διφασικό μείγμα ατμοποιείται απορροφώντας θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο προκαλώντας ψύξη του χώρου.



Εικόνα 3.12 Διαγράμματα T-s, P-h ιδανικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών [3.12]

Στους ψυκτικούς κύκλους, δεν υπάρχει βαθμός απόδοσης. Ορίζεται, όμως, ένα μέγεθος ως μέτρο σύγκρισης και αξιολόγησης του κύκλου. Πρόκειται για τον συντελεστή συμπεριφοράς, όπου συμβολίζεται με COP, ο οποίος ουσιαστικά μας υποδεικνύει το ποσό της ψυκτικής ισχύος που λαμβάνουμε, προς το ποσό της ηλεκτρικής ισχύος που απαιτείται για την παραγωγή της εν λόγω ψύξης. Ορίζεται λοιπόν ως εξής [3.12]:

$$COP = \frac{Q_e}{P_{el}}, \quad (3.9)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς, βέβαια, είναι διαφορετικός ανάλογα με το ψυκτικό μέσο αλλά και το είδος του συμπιεστή. Συνεπώς, αξίζει να γίνει μια αναφορά στα ψυκτικά μέσα, τόσο για τις θερμοδυναμικές τους ιδιότητες, όσο και για τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις πολλών από αυτά.

Ψυκτικά μέσα

Η μεγιστοποίηση της απόδοσης της λειτουργίας ψυκτικών εγκαταστάσεων, επιβάλλει κάθε φορά τη χρήση ψυκτικών μέσων κάποιων συγκεκριμένων ιδιοτήτων. Προφανώς και δεν υπάρχει ένα ψυκτικό μέσο το οποίο να πληροί όλες τις απαιτήσεις κι όλες τις τεχνικές προδιαγραφές. Όμως, υπάρχει ένα ευρύ φάσμα επιλογής διάφορων ψυκτικών μέσων. Τα ψυκτικά μέσα πρακτικά είναι οι εργαζόμενες ουσίες σε μια ψυκτική εγκατάσταση και διακρίνονται σε πρωτεύοντα και δευτερεύοντα.

Τα πρωτεύοντα ψυκτικά μέσα αφαιρούν τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης κατά τη μεταβολή της φάσεως από υγρό σε ατμό στον ατμοποιητή και χρησιμοποιούνται για την άμεση παραγωγή ψύξεως με μηχανική συμπίεση ατμών.

Τα δευτερεύοντα ψυκτικά μέσα είναι ψυκτικά διαλύματα που χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις έμμεσης ψύξης για τη μεταφορά της ψυκτικής ισχύος από το χώρο όπου αυτή παράγεται στο χώρο των ψυκτών αέρα που βρίσκονται στους ψυκτικούς θαλάμους [3.12].

Ένα ρευστό, για να αποτελέσει εργαζόμενο ψυκτικό μέσο μιας εγκατάστασης, θα πρέπει να έχει κάποιες ορισμένες ιδιότητες οι οποίες θα εξασφαλίζουν την αποδοτική και ασφαλή λειτουργία της. Οι κυριότερες ιδιότητες είναι [3.12]:

- Τα ψυκτικά μέσα πρέπει να είναι περιβαλλοντικά ασφαλή. Με άλλα λόγια, θα πρέπει να μην προκαλούν την καταστροφή της στοιβάδας του όζοντος, αλλά και να μην λειτουργούν κι ως «αέρια θερμοκηπίου», εντείνοντας το φαινόμενο του θερμοκηπίου.
- Τα ψυκτικά μέσα δε θα πρέπει να είναι ούτε τοξικά ή δηλητηριώδη με σκοπό την ασφάλεια των εργαζομένων και γενικά όλων των ανθρώπων που ενδέχεται να έρθουν σε επαφή με αυτά.
- Επίσης, για λόγους ασφαλείας, θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν λιγότερο εύφλεκτα και εκρηκτικά.
- Στις περιπτώσεις συντήρησης τροφίμων, τα ψυκτικά μέσα θα πρέπει να είναι άοσμα και άγευστα, διότι σε αντίθετη περίπτωση ενδέχεται να προκληθεί κίνδυνος ως προς την αλλοίωση των τροφίμων σε περίπτωση διαρροής.
- Τα ψυκτικά μέσα δεν πρέπει σε καμία περίπτωση να αντιδρούν χημικά με τα υλικά κατασκευής και στεγανοποίησης των διάφορων μερών της εγκατάστασης.
- Τα ψυκτικά μέσα θα πρέπει να έχουν χημική σταθερότητα. Αναλυτικότερα, το ψυκτικό μέσο, κατά τη λειτουργία μιας ψυκτικής εγκατάστασης, διέρχεται από διάφορες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας. Έτσι λοιπόν, το ψυκτικό μέσο δεν πρέπει να αλλοιώνεται εξαιτίας των συνεχών μεταβολών πίεσης και θερμοκρασίας σε διάφορες άλλες χημικές ενώσεις.
- Το σημείο τήξεως του ψυκτικού μέσου πρέπει να είναι αρκετά χαμηλότερο από την ελάχιστη θερμοκρασία που συναντάται σε μια ψυκτική εγκατάσταση ώστε να μην δημιουργηθεί ο κίνδυνος φραξίματος των σωληνώσεων.
- Αναφορικά με τις πιέσεις λειτουργίας της εγκατάστασης, η μέγιστη πίεση που απαιτείται για να έρθει το ψυκτικό μέσο σε θερμοκρασία μεγαλύτερη από αυτήν του μέσου συμπύκνωσης, δεν θα πρέπει να είναι πολύ μεγάλη ώστε να μην υπάρχει η ανάγκη παροχής μεγάλης ισχύος συμπίεσης. Επίσης, καλό θα είναι,

η χαμηλή πίεση του κυκλώματος, να είναι λίγο μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική, ώστε να αποφεύγεται ο κίνδυνος εισχώρησης αέρα στο όλο σύστημα.

- Τα ψυκτικά μέσα θα πρέπει να έχουν όσο το δυνατόν μεγαλύτερη λαυθάνουσα θερμότητα, σκοπός του οποίου είναι η μείωση της παροχής μάζας που κυκλοφορεί σε μια ψυκτική εγκατάσταση. Αποτέλεσμα αυτού, είναι η επιλογή μικρότερων διαστάσεων σωληνώσεων αλλά και όλων των εξαρτημάτων της εγκατάστασης. Συνεπώς, πρόκειται για μείωση και του έργου του συμπιεστή, άρα λιγότερη ηλεκτρική ισχύς.
- Ο ειδικός όγκος του ψυκτικού μέσου στην αναρρόφηση του συμπιεστή πρέπει να είναι μικρός ώστε να μην απαιτείται μεγάλη ογκομετρική ικανότητα του συμπιεστή.
- Τα ψυκτικά μέσα θα πρέπει να είναι οικονομικά, αν σκεφτεί κανείς τις τεράστιες ποσότητες που απαιτούνται σε εγκαταστάσεις πολύ μεγάλης ισχύος.

Αξίζει να αναφερθεί πως τα ψυκτικά μέσα κατηγοριοποιούνται σε δύο κατηγορίες, οι οποίες φαίνονται παρακάτω [3.13]:

- Ανόργανα ψυκτικά μέσα: Τα συγκεκριμένα μέσα δεν προέρχονται από οργανικές ουσίες. Οι κυριότερες ανόργανες ουσίες που χρησιμοποιούνται ως ψυκτικά μέσα είναι:
 - Η αμμωνία (NH_3)
 - Το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2)
 - Το διοξείδιο του θείου (SO_2)
 - Το νερό (H_2O)
 - Ο αέρας
- Αλογονούχα ψυκτικά μέσα: Πρόκειται για τεχνητά παρασκευασμένα μείγματα που προέρχονται από υδρογονάνθρακες στους οποίους κάποια άτομα υδρογόνου έχουν αντικατασταθεί από άτομα των αλογόνων φθορίου ή χλωρίου. Έτσι, λοιπόν, κατηγοριοποιούνται ως εξής:
 - Χλωροφθοράνθρακες (CFCs)
 - Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs)
 - Υδροφθοράνθρακες (HFCs)

Όπως και στην περίπτωση των εργαζόμενων μέσων του ORC, έτσι κι εδώ, τα ψυκτικά εργαζόμενα μέσα εξετάζονται ως προς την αναφλεξιμότητα, τη διαβρωτικότητα, την τοξικότητα, την επίδρασή τους στη στοιβάδα του όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP) και την δυναμική τους στην υπερθέρμανση του πλανήτη (Global Warming Potential – GWP). Όσον αφορά τα τρία πρώτα (αναφλεξιμότητα, διαβρωτικότητα και τοξικότητα), ήδη έχουν ληφθεί σοβαρά μέτρα και επιλέγονται εργαζόμενα μέσα χαμηλής επικινδυνότητας. Όμως, από την πλευρά του ODP και GWP, τα πράγματα δυσκολεύουν, καθώς είναι δύσκολο να βρεθεί εργαζόμενο μέσο υψηλών θερμοδυναμικών ιδιοτήτων αλλά και με μηδενικό ODP και χαμηλό GWP.

Στον επόμενο πίνακα, παρουσιάζονται διάφορα εργαζόμενα ψυκτικά μέσα, που δοκιμάστηκαν στο επίπεδο της συγκεκριμένης διπλωματικής στο σύστημα της ψύξης και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα ως προς τη διακύμανση του COP, ανάλογα με το μέσο. Επίσης γίνεται και αναφορά του ODP και GWP για κάθε μέσο:

Εργαζόμενο μέσο	COP	ODP	GWP
R410a	5.110	0	2088
R134a	5.467	0	1430
R32	5.317	0	675
R404a	4.890	0	3922
R141b	5.882	0.12	725
R124	5.548	0.022	609
R125	4.669	0	3500
R13B1	4.795	16	7140
R143a	5.016	0	4470
R161	5.592	0	12
R22	5.518	0.05	1810
R290	5.396	0	3.3
R407c	4.481	0	1774
R423a	5.066	0	2280
R500	5.548	0.738	8.077
R600	5.675	0	4
R600a	5.581	0	3

Πίνακας 3.6 Σύγκριση διάφορων εργαζόμενων μέσων – ODP, GWP [3.14]

Όπως προαναφέρθηκε, στον παραπάνω πίνακα 3.6, παρατηρούμε πως το μέγιστο COP εμφανίζεται στο ψυκτικό μέσο R141b. Όμως, παρατηρείται ένα GWP=725, το οποίο θεωρείται αρκετά υψηλό. Συνεπώς, η επιλογή του κατάλληλου θα γίνει βάσει αυτού και των δύο τελευταίων. Η τελική επιλογή φαίνεται σε επόμενο κεφάλαιο της παρούσης διπλωματικής εργασίας, εφόσον λαμβάνονται κι άλλοι παράμετροι υπόψη για όλο το σύστημα.

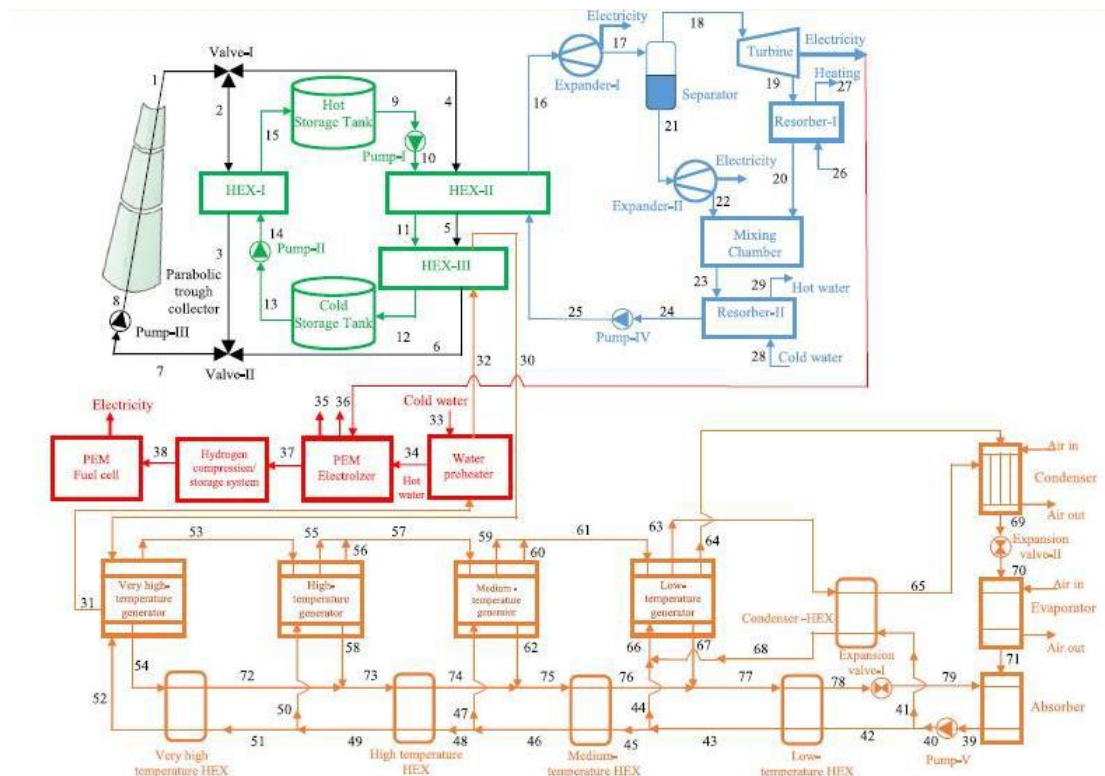
3.5 Συστήματα πολύ-παραγωγής και τριπαραγωγής

Παρακάτω ακολουθούν διάφορα συστήματα πολύ-παραγωγής και τριπαραγωγής που μελετήθηκαν και δημοσιεύτηκαν σε επιστημονικές ιστοσελίδες.

Σύστημα πολύ-παραγωγής των Y.E. Yuskel et al. [3.15]

Οι Y.E. Yuskel et al. μοντελοποίησαν ένα σύστημα τριπαραγωγής με πολλές διαφορετικές εξόδους. Στην πράξη πρόκειται για ένα σύστημα «πολύ-παραγωγής» αν σκεφτεί κανείς τις πολλές και διαφορετικές εξόδους της εν λόγω εγκατάστασης. Βέβαια, πρόκειται για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας και ψύξης από πολλές εξόδους. Άρα και ο όρος τριπαραγωγή θεωρείται δόκιμος.

Το ολοκληρωμένο σύστημα παραγωγής ενέργειας, οδηγούμενο από ηλεκτρική ενέργεια για λόγους πολύ-παραγωγής φαίνεται στην παρακάτω εικόνα 3.13. Παρακάτω αναλύονται τα επιμέρους συστήματα και αναγράφονται τα τελικά συμπεράσματα της μελέτης όλου του συστήματος.



Εικόνα 3.13 Διάγραμμα της εγκατάστασης [3.15]

Το σύστημα αποτελείται από πέντε υποσυστήματα, τα οποία είναι τα εξής:

- Οι συλλέκτες τύπου PTC.
- Το σύστημα αποθήκευσης
- Το σύστημα ORC (διπλού σταδίου, όπως φαίνεται και στην εικόνα 3.13)
- Το σύστημα παραγωγής υδρογόνου
- Το τετραπλό σύστημα ψύξης με απορρόφηση

Ο ρόλος των συλλεκτών στο ολοκληρωμένο σύστημα, είναι να θερμάνουν το εργαζόμενο μέσο, το οποίο στη συγκεκριμένη εγκατάσταση είναι το Therminol-59. Το θερμαινόμενο έλαιο διαχωρίζεται σε δύο κατευθύνσεις. Η μία στο σύστημα αποθήκευσης μέσω της εισόδου στον εναλλάκτη HEX-I (σημείο 2), και η άλλη είναι προς το σύστημα του ORC διαμέσου του εναλλάκτη HEX-II (σημείο 4). Το υγρό μπαίνει στο υποσύστημα της αποθήκευσης ενέργειας και περνάει από τον HEX-I, στη συνέχεια διέρχεται διαμέσου της βαλβίδας 2 από το σημείο 3 κι επιστρέφει στους συλλέκτες (σημεία 7 και 8). Στον HEX-I, το υγρό μεταφέρει τη θερμότητά του στο υποσύστημα της αποθήκευσης. Ο σκοπός του υποσυστήματος αποθήκευσης είναι να παρέχει θερμική ενέργεια στο σύστημα όταν η ηλιακή ακτινοβολία δεν είναι επαρκής στους συλλέκτες για να θερμάνουν το υγρό ή κατά τη διάρκεια της νύχτας. Με άλλα λόγια, όταν η ηλιακή ακτινοβολία δεν είναι επαρκής, η θερμή δεξαμενή παρέχει θερμό υγρό (σημείο 9) και αντλείται υγρό στον HEX-II (σημείο 10). Το ρευστό που εισάγεται στον HEX-II, φεύγει από εκεί και μέρος του πάει στην βαλβίδα 2, καθώς το υπόλοιπο εισχωρεί στην κρύα δεξαμενή (σημείο 12).

Έτσι λοιπόν, προχωρώντας στο σύστημα ORC, το θερμαινόμενο εργαζόμενο μέσο που προέρχεται από τους συλλέκτες, μεταφέρει τη θερμότητά του στο εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC (πρόκειται για $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) και στον εναλλάκτη HEX-III. Ο ατμός του

μείγματος της αμμωνίας που δημιουργείται, φεύγοντας από τον εναλλάκτη HEX-II, οδηγείται προς έναν εκτονωτή-I με στόχο την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (σημείο 16). Στη συνέχεια, το μείγμα αμμωνίας-νερού οδεύει στον διαχωριστή (σημείο 18), προκειμένου να διαχωριστεί το μείγμα σε δύο φάσεις, υγρό (σημείο 21) και ατμός (σημείο 18). Κατόπιν, ο ατμός οδηγείται και τελικά εκτονώνεται στον στρόβιλο για την παραγωγή εκ νέου ηλεκτρικής ενέργειας (σημείο 18 και 19). Το διφασικό μείγμα προερχόμενο από τον στρόβιλο (σημείο 19), μπαίνει στον συμπυκνωτή-I του συστήματος με σκοπό την παραγωγή θερμότητας. Η υγρή φάση του μείγματος, μετά από τον διαχωρισμό στον διαχωριστή, οδεύει στον εκτονωτή-II (σημείο 21), όπου επίσης παράγεται ηλεκτρική ενέργεια. Τα διαχωρισμένα μείγματα, τελικά αναμειγνύονται ξανά στον θάλαμο αναμίξεως (σημεία 20 και 22). Έπειτα, το συγκεντρωμένο εργαζόμενο μέσο, πηγαίνει στον συμπυκνωτή-II (σημείο 23) με σκοπό την παραγωγή θερμότητας για τη θέρμανση νερού χρήσης. Το υγρό (σημείο 24), αναρροφάται από την αντλία και καταθλίβεται στην κατάσταση 25, με στόχο την εκ νέου θέρμανσή του από τον HEX-II και την πραγματοποίηση του κύκλου εξ' αρχής.

Μέρος της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από το στρόβιλο του συστήματος ORC, χρησιμοποιείται στον ηλεκτρολύτη PEM προκειμένου να παραχθεί υδρογόνο. Έτσι λοιπόν, το σύστημα PEM, λειτουργεί ως εξής. Κρύο νερό (σημείο 33), καθώς και το εργαζόμενο μέσο (σημείο 31) μπαίνουν στον προθερμαντήρα νερού της παραγωγής υδρογόνου. Το εργαζόμενο μέσο προθερμαίνει το νερό μέχρι τους 80°C και στη συνέχεια το ζεστό νερό εγκαταλείπει τον προθερμαντήρα και εισχωρεί στον ηλεκτρολύτη PEM (σημείο 34). Το υδρογόνο που παράγεται σε αυτόν, από ηλεκτρόλυση του νερού, φτάνει στις μονάδες συμπίεσης και αποθήκευσης (σημείο 37). Αποτέλεσμα αυτού είναι, όταν απαιτείται επιπλέον ηλεκτρική ενέργεια, το υδρογόνο φεύγει από την δεξαμενή αποθήκευσης και μπαίνει στις κυψέλες καυσίμου PEM (σημείο 38) με σκοπό την ανάστροφη λειτουργία, δημιουργία νερού και παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Η θερμική ενέργεια που απαιτείται για την πολύ υψηλή θερμοκρασία της γεννήτριας στο τετραπλό σύστημα ψύξης παρέχεται μέσω του HEX-III από το σύστημα των συλλεκτών. Το ρευστό υψηλής θερμοκρασίας εισέρχεται στην υψηλής θερμοκρασίας γεννήτρια (σημείο 30), όπου υψηλής περιεκτικότητας μείγμα από τον απορροφητή θερμαίνεται. Το μείγμα φτωχής περιεκτικότητας στην κατάσταση 54, βγαίνει από την γεννήτρια και μεταφέρει τη θερμότητά του στον εναλλάκτη, όπως φαίνεται και στο σχήμα παραπάνω. Η ίδια διαδικασία επαναλαμβάνεται στο υπόλοιπο σύστημα ψύξης.

Τα συμπεράσματα που βγήκαν από την ενεργειακή και εξεργειακή ολόκληρης της εγκατάστασης είναι τα εξής:

- Η μεγαλύτερη καταστροφή της εξέργειας γίνεται στους συλλέκτες, όπου ο βαθμός απόδοσης της εξέργειας των συλλεκτών είναι 43.14% και η καταστροφή της εξέργειας ίση με 18.97%.
- Αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος μειώνει τον ενεργειακό και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του κύκλου ORC.
- Αύξηση της ηλιακής ακτινοβολίας έχει θετικό πρόσημο στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και στην παραγωγή υδρογόνου, αλλά με το μειονέκτημα πως μειώνεται η παραγωγή ψύξης.

- Ένας άλλος σημαντικός παράγοντας είναι η εσωτερική θερμοκρασία των σωλήνων στους ηλιακούς συλλέκτες, η οποία καθώς αυξάνει, οδηγεί στην αύξηση των βαθμών απόδοσης τόσο του ενεργειακού όσο και του εξεργειακού και μάλιστα σε ολόκληρο το σύστημα.
- Τέλος, όσο αυξάνεται η αναλογία της αμμωνίας, προκαλεί αύξηση των βαθμών απόδοσης ενεργειακού και εξεργειακού του κύκλου ORC και του συστήματος ψύξης.

Αξίζει να αναφερθεί, πως στο παραπάνω σύστημα, δε χρησιμοποιείται ούτε ο συνηθισμένος κύκλος ORC ούτε ο απλός κύκλος ψύξης με απορρόφηση. Πρόκειται για δύο «καινούριους» κύκλους οι οποίοι εισάγουν καινούρια εξαρτήματα και περισσότερες εξισώσεις, καθώς και παραδοχές των βαθμών απόδοσής τους. Επίσης, παράγεται και αποθηκεύεται υδρογόνο στην εγκατάσταση όπου μπορεί και να καταναλωθεί. Αυτή είναι μία επιπρόσθετη μορφή αποθήκευσης θερμικής ενέργειας, πέρα από τις ήδη υπάρχουσες δεξαμενές αποθήκευσης. Επιπλέον, η διαθεσιμότητα υδρογόνου, αυξάνει και τον κίνδυνο στην όλη εγκατάσταση σε περίπτωση διαφυγής του.

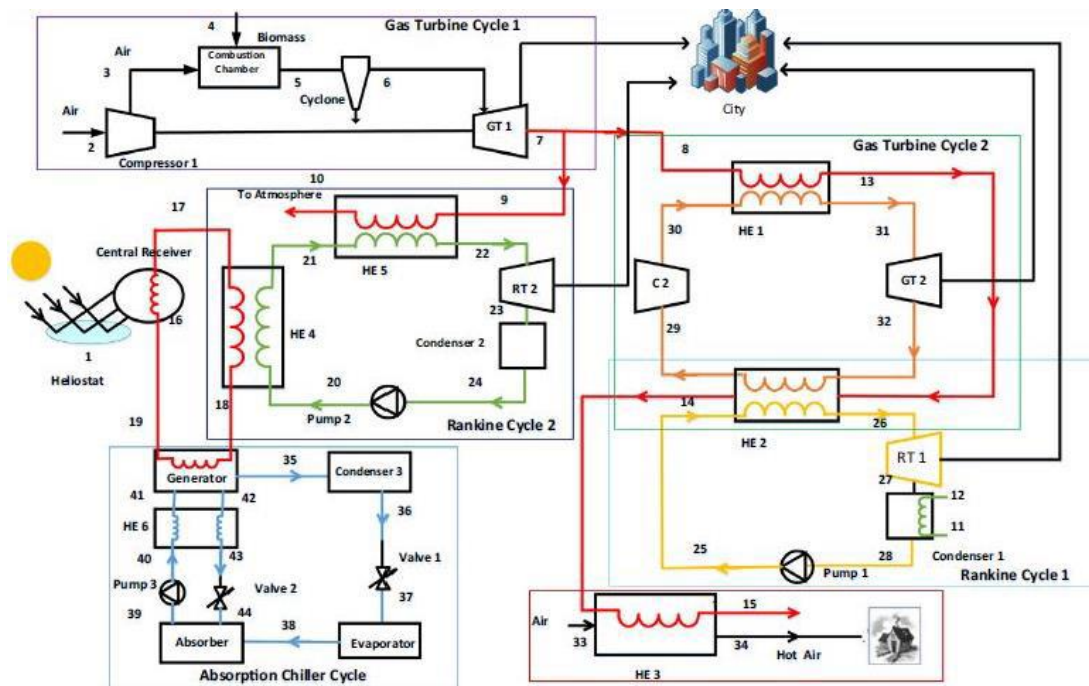
Σύστημα πολύ-παραγωγής των F. Khalid et al. [3.16]

Ένα άλλο παράδειγμα πολύ-παραγωγής μας παρουσίασαν οι F. Khalid et al. Επιγραμματικά, το σύστημα χρησιμοποιεί δύο ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, ηλιακή και βιομάζα. Εμπεριέχει δύο κύκλους Rankine και δυο κύκλος αεριοστρόβιλων καθώς και ένα κύκλο ψύξης με απορρόφηση. Οι κύριες παραγωγές ενέργειας στο σύστημα είναι η ηλεκτρική ενέργεια, η ψύξη και η θέρμανση (νερού ή και αέρα). Το πιο σημαντικό κομμάτι του συστήματος είναι ο συγκεντρωτικός ηλιακός συλλέκτης. Η ηλιακή ενέργεια διοχετεύεται σε έναν ηλιοστατικό πύργο. Με άλλα λόγια, ο συλλέκτης αντανακλά την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στον κεντρικό δέκτη (πύργο), όπου παράγεται θερμότητα και μεταφέρεται σε ένα εργαζόμενο μέσο. Το εργαζόμενο μέσο με τη σειρά του, εναλλάσει τη θερμότητά του σε εργαζόμενο μέσο κύκλου ORC 2, καθώς μέρος της θερμότητας πηγαίνει στη γεννήτρια του συστήματος ψύξης.

Ο αεριοστρόβιλος 1 παράγει ηλεκτρική ενέργεια και τα καυσαέρια του οποίου θερμαίνουν επίσης το εργαζόμενο μέσο του ORC, λειτουργώντας ως ένας λέβητας σε σειρά του πρώτου που αναφέρθηκε παραπάνω (μέσω συλλεκτών). Επιπλέον, ένα μέρος του καυσαερίου, οδηγείται στον αεριοστρόβιλο 2, με σκοπό τη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου του αεριοστρόβιλου 2 (πρόκειται για κλειστού τύπου αεριοστρόβιλο), τη θέρμανση επίσης του εργαζόμενου μέσου του ORC 1, αλλά και τη θέρμανση αέρα για οικιακή χρήση.

Ο αεριοστρόβιλος 2 παράγει ηλεκτρική ενέργεια και το εργαζόμενο μέσο που εξέρχεται από τον στρόβιλο (υψηλής θερμοκρασίας), ανταλλάσσει θερμότητα με το σύστημα ORC 1. Με τη σειρά του, το ORC 1, παράγει εν τέλει επιπλέον ηλεκτρική ενέργεια.

Όλα τα παραπάνω, αποτυπώνονται με σαφήνεια στην παρακάτω εικόνα όλης της εγκατάστασης:



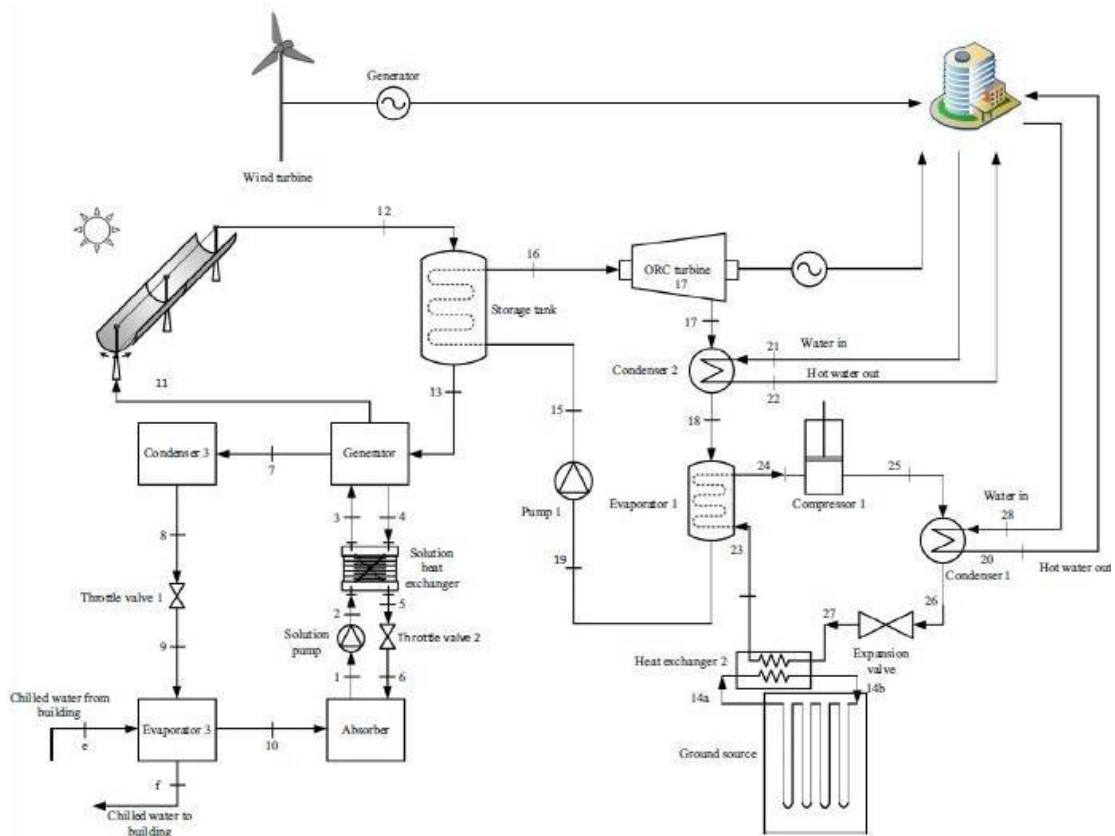
Εικόνα 3.14 Διάγραμμα της εγκατάστασης [3.16]

Τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση της παραπάνω εγκατάστασης είναι τα εξής:

- Αυξάνοντας τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μειώνεται ενώ ο ενεργειακός παραμένει περίπου σταθερός.
- Αυξάνοντας τη θερμοκρασία καύσης στον αεριοστρόβιλο 1, αυξάνεται και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης, κυρίως εφόσον αυξάνεται και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του αεριοστροβίλου, παρόλο που μειώνονται οι υπόλοιποι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης των υπόλοιπων υποσυστημάτων. Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης επίσης αυξάνει.
- Αυξάνοντας την πίεση εισόδου του συμπιεστή 1, αυξάνεται ο ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος.
- Αυξάνοντας την έκταση του ηλιοστάτη, μειώνεται ο εξεργειακός και ενεργειακός βαθμός απόδοσης.
- Αύξηση της άμεσης ακτινοβολίας προκαλεί μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης.
- Ο ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης της όλης εγκατάστασης τελικά υπολογίστηκαν 66.5% και 39.7% αντίστοιχα. Βέβαια, όταν τα συστήματα της βιομάζας και του ηλιακού συλλέκτη λειτουργούν αυτοτελώς, ένα εκ των δύο, οι βαθμοί απόδοσης είναι 64.5% και 37.6% για τη βιομάζα και 44.3% και 27.3% για το ηλιακό σύστημα αντίστοιχα. Άρα πρόκειται για μείωση των βαθμών απόδοσης.

Σύστημα πολύ-παραγωγής των F. Khalid et al. [3.17]

Ένα ακόμα σύστημα πολύ-παραγωγής των F. Khalid et al., είναι το σύστημα το οποίο αποτυπώνεται στην παρακάτω εικόνα. Στη συνέχεια ακολουθεί ανάλυση και τα συμπεράσματα της συγκεκριμένης εγκατάστασης.



Εικόνα 3.15 Διάγραμμα της εγκατάστασης [3.17]

Το εν λόγω σύστημα, χρησιμοποιεί την αιολική ενέργεια για τις ηλεκτρικές ανάγκες ενός κτιρίου και την ηλιακή ενέργεια μέσω της οποίας παράγεται θερμότητα η οποία στη συνέχεια οδηγείται στη γεννήτρια στο σύστημα ψύξης με απορρόφηση, ενώ παράλληλα ένα σημαντικό μέρος της θερμότητας αυτής μεταφέρεται, μέσω ενός εναλλάκτη σε ένα σύστημα ORC.

Το σύστημα ORC, παράγει ηλεκτρική ενέργεια και τα συμπυκνώματα του οποίου χρησιμοποιούνται για θέρμανση κτιρίου μέσω του συμπυκνωτή 2, και στη συνέχεια ψύχονται περαιτέρω από σύστημα ψύξης. Τέλος το σύστημα ψύξης, εκμεταλλευόμενο και ενέργεια από το υπέδαφος, ψύχει τα συμπυκνώματα του ORC, καθώς και παράγει θερμότητα για οικιακή χρήση μέσω του συμπυκνωτή 1.

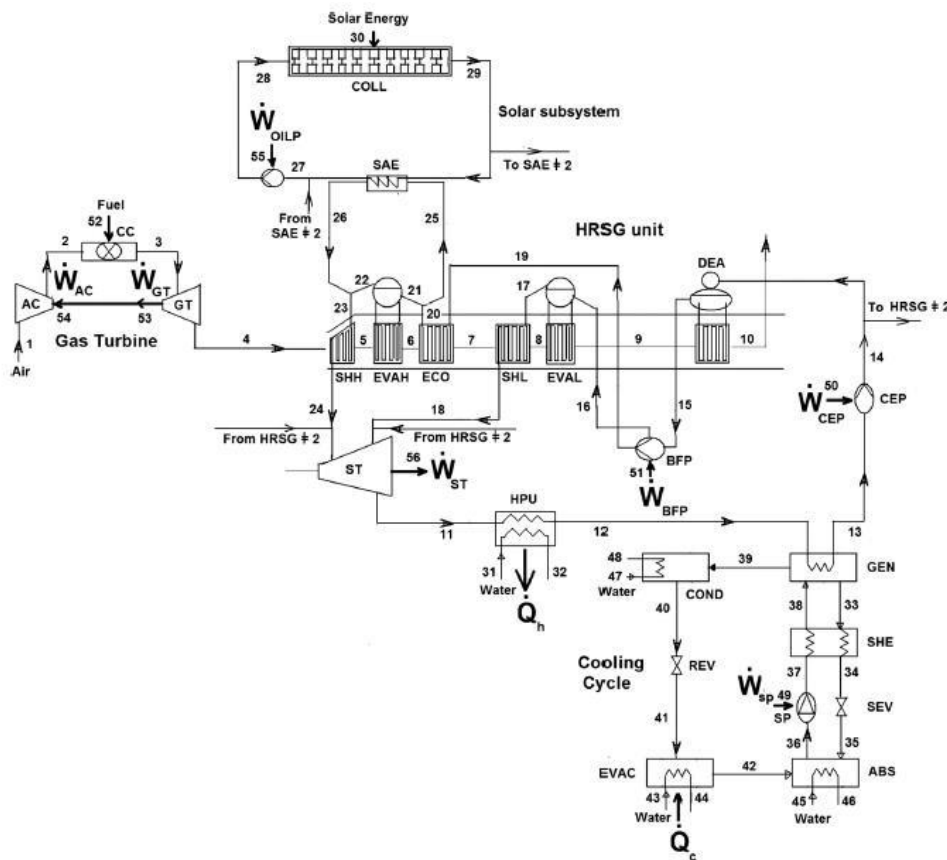
Τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την ανάλυση αυτού του συστήματος είναι τα εξής:

- Η μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας συμβαίνει στον ηλιακό συλλέκτη και κατόπιν στη γεννήτρια και τη δεξαμενή αποθήκευσης ενέργειας.
- Η αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας προκαλεί μείωση του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης, καθώς ο ρυθμός με τον οποίο πραγματοποιείται πρόσδοση ηλιακής ενέργειας είναι μεγαλύτερος από το ρυθμό εξαγωγής έργου.
- Αύξηση της πίεσης εισόδου του στροβίλου οδηγεί σε αύξηση του έργου εξόδου του ORC στροβίλου, η οποία προκαλεί επίσης και αύξηση του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης.

- Αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του στροβίλου προκαλεί μείωση των βαθμών απόδοσης εφόσον όσο αυξάνει, σημαίνει πως το έργο εξόδου του στροβίλου μειώνεται.
- Αύξηση της ταχύτητας ανέμου προκαλεί αύξηση των βαθμών απόδοσης.
- Στη δημοσίευση αυτή, έγινε επίσης και μια οικονομική βελτιστοποίηση με τη βοήθεια του προγράμματος HOMER. Η παρούσα αξία βρέθηκε 345.481\$ (το 2014). Επίσης έχουμε 100% ανανεώσιμη ενέργεια με μηδενικές εκπομπές CO₂ και άλλως ρύπων. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης βρέθηκε 7.3% και ο ενεργειακός 46.1%.

Σύστημα τριπαραγωγής των A. Baghernejad et al. [3.18]

Το σύστημα τριπαραγωγής των A. Baghernejad et al., φαίνεται στην επόμενη εικόνα:



Εικόνα 3.16 Διάγραμμα της εγκατάστασης [3.18]

Πρόκειται για ένα πολύπλοκο σύστημα, στο οποίο έγινε μία εξεργοοικονομική ανάλυση. Το σύστημα αυτό αποτελείται από τα εξής υποσυστήματα:

- Σύστημα ηλιακών συλλεκτών. Πρόκειται για παραβολικούς συλλέκτες με κάτοπτρο. Σκοπός τους είναι την παραγωγή θερμικής ενέργειας, μέσω ενός εργαζόμενου μέσου, το οποίο τελικά αποθηκεύεται σε ένα δοχείο αποθήκευσης.
- Σύστημα αεριοστροβίλου. Πρόκειται για σύστημα αεριογόνου αεριοστροβίλου, καθώς ο στροβίλος κινεί μόνο τον συμπιεστή. Τα καυσαέρια από την άλλη θερμαίνουν νερό σε έναν ατμοπαραγωγό.
- Όπως προαναφέρθηκε, σύστημα ατμοπαραγωγού με λέβητα ανάκτησης θερμότητας. Το συγκεκριμένο σύστημα είναι υπεύθυνο για την παραγωγή

ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας (από τον συμπυκνωτή), αλλά και ψύξης καθώς μέρος των συμπυκνωμάτων του κύκλου οδηγούνται στη γεννήτρια του συστήματος ψύξης με απορρόφηση. Αξίζει να αναφερθεί, πως το εργαζόμενο μέσο του συστήματος του ατμοπαραγωγού (νερό), θερμαίνεται από δύο πηγές μέσω του λέβητα ανάκτησης θερμότητας. Η μία είναι μέσω των ηλιακών συλλεκτών και η άλλη με μέσω των καυσαερίων του αεριοστρόβιλου.

- Τέλος, το σύστημα ψύξης με απορρόφηση. Εκμεταλλευόμενο τη θερμότητα των συμπυκνωμάτων του ατμοπαραγωγού μέσω της γεννήτριας, τελικά πραγματοποιείται και η παραγωγή ψύξης.

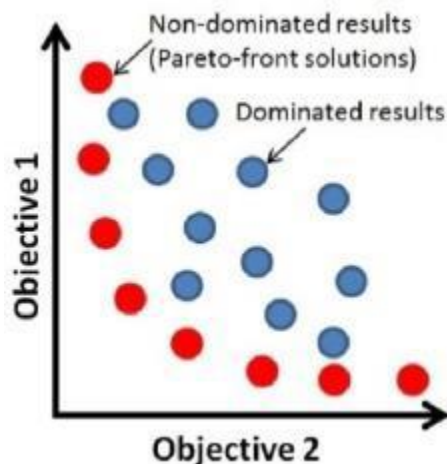
Αξίζει να αναφέρουμε επίσης, πως η συγκεκριμένη εγκατάσταση προσφέρει τρία σημαντικά πλεονεκτήματα:

- Πρώτον, η θερμική ενέργεια από τον ήλιο μετατρέπεται σε ηλεκτρική με υψηλότερη απόδοση.
- Δεύτερον, η προσαύξηση του κόστους της μονάδας, λόγω του μεγάλου μεγέθους ατμοστρόβιλου σε μία ολοκληρωμένη εγκατάσταση, είναι τελικά λιγότερη από το ολικό κόστος μίας μονάδας σε μια εγκατάσταση μόνο ηλιακής ισχύος, λόγω της επιπλέον σημαντικής ενέργειας που προσφέρει.
- Τρίτον, ένα ολοκληρωμένο σύστημα δεν υποφέρει από μεγάλη «αστάθεια» εξαιτίας της ημερήσιας εκκίνησης και παύσης του ατμοστρόβιλου.

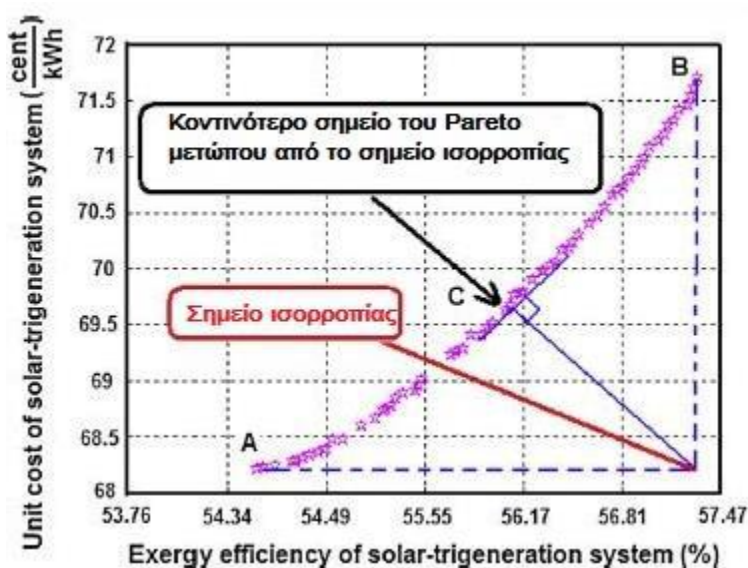
Τα συμπεράσματα και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη μελέτη και ανάλυση του εν λόγω συστήματος είναι τα εξής:

Χρησιμοποιώντας τον εξελικτικό αλγόριθμο στην matlab, βρέθηκαν βέλτιστα σημεία για κάθε παράμετρο του συστήματος. Κάποιες παράμετροι είναι το ηλιακό μερίδιο, το οποίο είναι το ποσό της ηλιακής ενέργειας που απορροφάται προς το καθαρό έργο, η αναλογία ηλεκτρικής ενέργειας προς τη θερμότητα θέρμανσης, η αναλογία ηλεκτρικής ενέργειας προς την ψύξη, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή, αναλογία πιέσεων του συμπιεστή, θερμοκρασία καύσης, ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλων, πίεση εισόδου στροβίλων, ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας, θερμοκρασία εξόδου ελαίου. Αυτές οι παράμετροι που επιλέχθηκαν είναι ελέγξιμες και μπορούν να καθοριστούν στο βέλτιστο μέγεθος αυτών ικανοποιώντας αντικειμενικές συναρτήσεις του συστήματος τριπαραγωγής.

Από τα βέλτιστα σημεία που εξήχθησαν από τον εξελικτικό αλγόριθμο, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος Pareto για να επιλεγεί το σημείο εκείνο που ικανοποιεί πολλούς στόχους ταυτόχρονα αλλά και βελτιστοποιεί τον κάθε στόχο με την ίδια βαρύτητα. Για να κατανοήσουμε πως λειτουργεί το Pareto, θα χρησιμοποιήσουμε ένα παράδειγμα. Έστω ότι έχουμε ένα σύστημα που θέλουμε να μειώσουμε τα κόστη ταυτόχρονα με την αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Έστω τώρα πως οι παράμετροι εξελίσσονται όπως στην εικόνα 3.17. Από όλα τα σημεία, επιλέγουμε τα πιο ακραία σχηματίζοντας το λεγόμενο Pareto μέτωπο. Μετά το Pareto, σχεδιάζουμε ένα εικονικό σημείο ισορροπίας που βελτιστοποιεί ταυτόχρονα και τις δύο παραμέτρους και από αυτό βρίσκουμε το σημείο που έχει την ελάχιστη απόσταση από το Pareto, όπως φαίνεται και στο κάτωθι διάγραμμα (εικόνα 3.18):



Εικόνα 3.17 Pareto μέτωπο [3.19]



Εικόνα 3.18 Επιλογή βέλτιστου σημείου [3.18]

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από όλη την παραπάνω διαδικασία είναι τα εξής:

- Το κόστος ολόκληρου του συστήματος μειώθηκε κατά 37.68% και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξήθηκε από 44.38% σε 57.34%.
- Η μονάδα κόστους των προϊόντων στο σύστημα μειώθηκε κατά 10%. Αυτό επιτρέπει αύξηση κατά 21.93% του κόστους της κεφαλαιουχικής επένδυσης.
- Η καταστροφή της εξέργειας μειώθηκε κατά 28.34%, και τα κόστη του συστήματος που αφορούν αναποδοτικότητες μειώθηκαν κατά 47.76%.
- Οι εκπομπές του διοξειδίου του άνθρακα μειώθηκαν από 312.91 σε 208.41 kg/MWh.

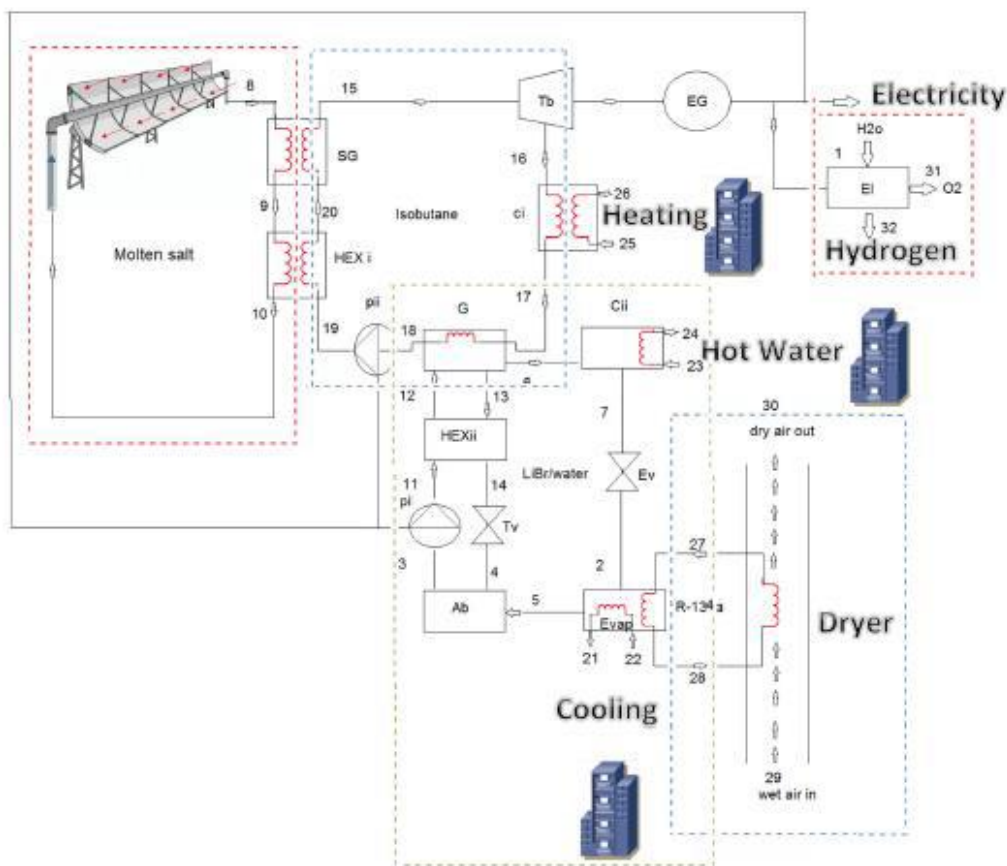
Όλα τα παραπάνω έγιναν όταν είχαμε έναν μοναδικό στόνο. Όταν όμως έχουμε πολλούς στόχους ταυτόχρονα, λήφθηκαν τα παρακάτω αποτελέσματα:

- Οδήγηση σε αύξηση 26.34% του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και μείωση 11.5% του κόστους των προϊόντων.
- Η πολυπαραμετρική βελτιστοποίηση οδηγεί σε 24.17% και 21.63% μείωση στην εξέργεια του καυσίμου και στην συνολική καταστροφή εξέργειας.

- Μείωση κατά 24.17% του κόστους εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα στην βέλτιστη περίπτωση.

Σύστημα πολύ-παραγωγής των M. Sharifishourabi et al. [3.20]

Το σύστημα πολύ-παραγωγής των M. Sharifishourabi et al., αποτελείται από πέντε υποσυστήματα όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα που απεικονίζει το διάγραμμα της εγκατάστασης:



Εικόνα 3.19 Διάγραμμα εγκατάστασης [3.20]

Τα υποσυστήματα που φαίνονται στην παραπάνω εικόνα είναι τα εξής:

- Σύστημα ηλιακών συλλεκτών. Πρόκειται για παραβολικούς συλλέκτες με κάτοπτρο. Σκοπός του είναι η θέρμανση κάποιου εργαζόμενου μέσου, που στην περίπτωσή μας πρόκειται για τηγμένο άλας.
- Σύστημα ORC. Πρόκειται για το σύστημα που παράγει ηλεκτρική ενέργεια, καθώς και μέρος της ενέργειας αυτής χρησιμοποιείται για ηλεκτρόλυση του νερού και παραγωγή υδρογόνου. Το εργαζόμενο μέσο του ORC, στην περίπτωσή μας ισοβουτάνιο, θερμαίνεται από το τηγμένο άλας μέσω των ηλιακών συλλεκτών. Παράλληλα, κατά την έξοδο του ρευστού από τον στρόβιλο, μέρος της θερμικής ενέργειάς του μετατρέπεται σε θερμότητα προς χρήση, ένα άλλο μέρος χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του συστήματος ψύξης με απορρόφηση μέσω της γεννήτριας, και τέλος, το συμπύκνωμα που υπολείπεται μικρής θερμικής ισχύος, οδηγείται στον συμπυκνωτή του ORC με σκοπό την ψύξη του σε κορεσμένο υγρό.

- Σύστημα ψύξης με απορρόφηση. Όπως προαναφέρθηκε, μέρος της θερμικής ενέργειας του συμπυκνώματος, χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του εν λόγω συστήματος μέσω της γεννήτριας. Το εργαζόμενο μέσο του ψυκτικού κύκλου είναι LiBr-H₂O. Μέρος της ψυκτικής ισχύος που παράγεται χρησιμοποιείται για τον ξηραντήρα.
- Σύστημα ξήρανσης αέρα – ξηραντήρας. Εκμεταλλεζόμενο μέρος της ψυκτικής ισχύος του συστήματος της ψύξης με απορρόφηση, επιτυγχάνεται ξήρανση του αέρα. Πρόκειται για ένα μικρό σύστημα μηχανικής συμπίεσης ατμών, που ο συμπυκνωτής του απορρίπτει τη θερμότητα στον ατμοποιητή του συστήματος απορρόφησης, και ο ατμοποιητής του χρησιμοποιείται για ξήρανση και ελαφρά ψύξη του αέρα. Το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιείται είναι R134a.

Τα συμπεράσματα και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την ανάλυση αυτής της εγκατάστασης είναι τα εξής:

- Αύξηση της πίεσης εισόδου στο στρόβιλο, οδηγεί σε μείωση του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης.
- Αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του στροβίλου από 530 σε 630 K προκαλεί αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης από 4 σε 31% και αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης από 15 σε 92% (αυτό οφείλεται στην μεγάλη αύξηση της ενθαλπίας εισόδου στο στρόβιλο). Επίσης αυξάνεται παράλληλα η ηλεκτρική ισχύς, και κατά συνέπεια, και η παραγωγή υδρογόνου.
- Αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του στροβίλου από 460 σε 520 K οδηγεί σε μείωση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του ORC από 24 σε 4% ενώ ο αντίστοιχος εξεργειακός από 84 σε 14%.
- Αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος δεν μεταβάλλει σημαντικά τους ενεργειακούς βαθμούς απόδοσης του ORC και το COP, αλλά ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και των δύο κύκλων ORC και ψύξης αυξάνονται λόγο της μείωσης της διαφοράς θερμοκρασίας του συστήματος από το περιβάλλον.
- Επιγραμματικά, ο βαθμός απόδοσης του συστήματος προκύπτει 70% ενώ ο εξεργειακός 53%.

Σύστημα τριπαραγωγής των E. Bellos et al. [3.21]

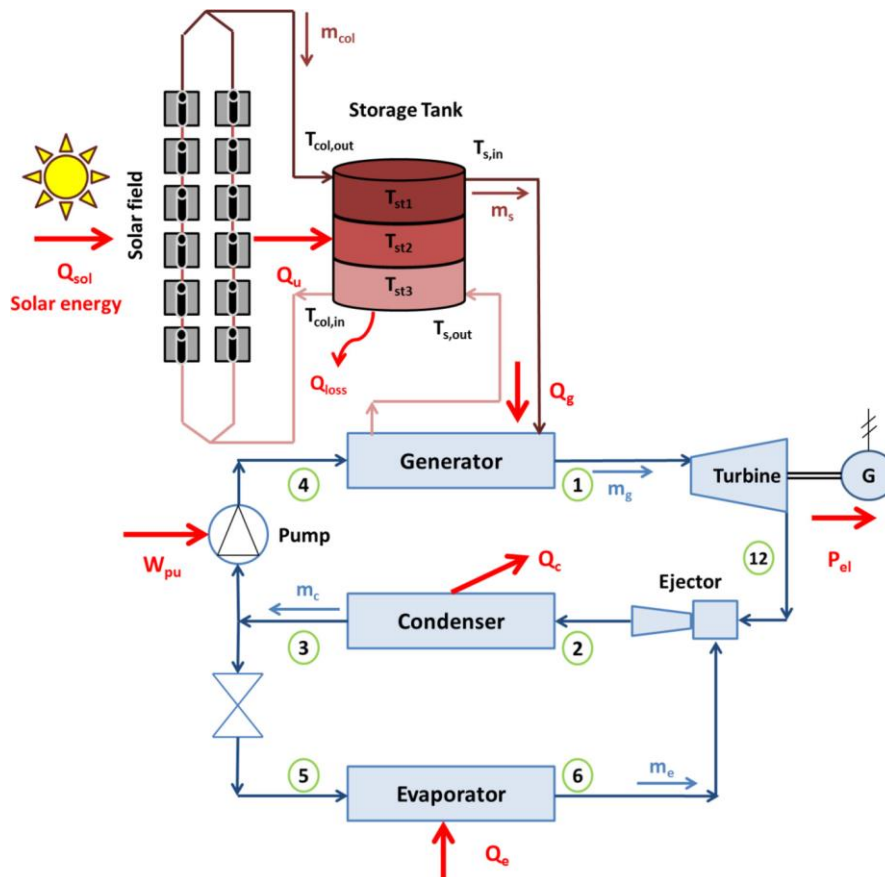
Οι E. Bellos et al. μελέτησαν ένα σύστημα τριπαραγωγής με βάση την ηλιακή ενέργεια. Το σύστημα λοιπόν του εξετάστηκε, περιλαμβάνει τα εξής υποσυστήματα:

- Σύστημα ηλιακών συλλεκτών. Πρόκειται για παραβολικούς συλλέκτες με κάτοπτρο (EuroTrough), συνολικής επιφάνειας 100 m². Σκοπός των συλλεκτών είναι η θέρμανση ενός εργαζόμενου μέσου (στην περίπτωση μας πρόκειται για Therminol VP1, το οποίο μπορεί να λειτουργεί με ασφάλεια μέχρι τους 400°C), με τη βοήθεια της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας. Το εργαζόμενο μέσο, αφού θερμανθεί, αποθηκεύεται σε ένα δοχείο αποθήκευσης για περαιτέρω χρήση.
- Δοχείο αποθήκευσης. Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, πρόκειται για μια δεξαμενή αποθήκευσης θερμικής ενέργειας μέσω ενός εργαζόμενου μέσου (Therminol VP1). Αυτή η δεξαμενή συνήθως χρησιμοποιείται για περιπτώσεις όπου η ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί (νέφωση ή κατά τη διάρκεια της νύχτας), με σκοπό να γίνει χρήση της αποθηκευμένης θερμικής ενέργειας ακόμη και της ώρες που το σύστημα ηλιακής ενέργειας υπολειτουργεί. Στις

περισσότερες εφαρμογές, το δοχείο αποθήκευσης χωρίζεται σε ζώνες εσωτερικά (με την πάνω ζώνη να περιέχει το ζεστό ρευστό και την κάτω το πιο κρύο), ώστε να μειώνονται οι θερμικές απώλειες.

- Σύστημα τριπαραγωγής. Περιλαμβάνει μία γεννήτρια, η οποία εκμεταλλεύεται τη θερμότητα που προέρχεται από τους συλλέκτες, έναν στρόβιλο όπου παράγεται η ηλεκτρική ενέργεια, έναν ατμοποιητή για την παραγωγή της ψύξης, έναν συμπυκνωτή όπου παράγεται θερμότητα, καθώς επίσης μία αντλία και ένα ακροφύσιο (ejector). Το εργαζόμενο μέσο, διερχόμενο τη γεννήτρια, μετατρέπεται σε υπέρθερμο ατμό, ο οποίος εκτονώνεται στο στρόβιλο που ακολουθεί. Ο στρόβιλος είναι συνδεδεμένος με μία ηλεκτρική γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Μετά το στρόβιλο, το εργαζόμενο μέσο είναι και πάλι υπέρθερμος ατμός, αλλά χαμηλότερης πίεσης. Ο ατμός αυτός, εισέρχεται σε ένα ακροφύσιο όπου αναμειγνύεται με ένα δευτερεύον εργαζόμενο μέσο, το οποίο προέρχεται από το σύστημα ψύξης. Καθώς το δευτερεύον ρεύμα προέρχεται από τον ατμοποιητή, πρόκειται για κορεσμένο ατμό χαμηλής πίεσης. Μετά την ανάμειξη των δύο ρευμάτων, ακολουθεί ο συμπυκνωτής που συμπυκνώνει τους ατμούς και των δύο ρευμάτων σε κορεσμένο υγρό. Κατόπιν, το πρωτεύον ρευστό αναρροφάται από μία αντλία και στη συνέχεια οδεύει προς τη γεννήτρια για την πραγματοποίηση του κύκλου από την αρχή, και το δευτερεύον ρευστό, καθώς έχει αυξηθεί η πίεσή του λόγω της ανάμειξης, εκτονώνεται σε μία βαλβίδα με σκοπό την περαιτέρω μείωση της πίεσης και την είσοδο στον ατμοποιητή για την παραγωγή ψύξης.

Το σύστημα που περιγράφηκε παραπάνω, φαίνεται στην ακόλουθη εικόνα:



Εικόνα 3.20 Διάγραμμα της εγκατάστασης [3.21]

Τα συμπεράσματα και τα αποτελέσματα που εξήχθησαν από την ανάλυση και βελτιστοποίηση του εν λόγω συστήματος είναι τα εξής:

- Η συγκεκριμένη εγκατάσταση είναι ικανή να παράγει υψηλά ποσά θερμότητας (50-60 kW), ενώ η παραγωγή ψύξης και ηλεκτρικής ενέργειας μπορεί να φτάσει τα 7 kW περίπου. Συμπέρασμα αυτού είναι, πως το σύστημα αυτό θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές όπου απαιτούνται, κυρίως, μεγάλα ποσά θερμότητας.
- Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης εξαρτάται άμεσα από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, καθώς ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης και η χρηματοροή εξαρτώνται από την παραγωγή θερμότητας και ψύξης. Αξίζει να αναφερθεί πως, η παραγωγή ψύξης και θερμότητας ακολουθούν παρόμοια πορεία με τις παραμέτρους βελτιστοποίησης. Επιγραμματικά, οι παράμετροι βελτιστοποίησης είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης στην γεννήτρια, η υπερθέρμανση μετά τη γεννήτρια, ο λόγος πίεσης του στροβίλου και η πτώση πίεσης στον ακροφύσιο.
- Από την ανάλυση με βελτιστοποίηση μίας παραμέτρου, οι μέγιστες τιμές του εξεργειακού και ενεργειακού βαθμού απόδοσης, καθώς επίσης και η μέγιστη τιμή της χρηματοροής, είναι 13.82%, 98.5% και 7.757 €/h αντίστοιχα.
- Η ανάλυση με βελτιστοποίηση πολλών παραμέτρων, οδηγεί σε διαφορετικά αποτελέσματα για τα παραπάνω μεγέθη, εφόσον για κάθε κριτήριο χωριστά, όλες οι έξοδοι (παραγωγή ψύξης, θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας) υπολογίζονται με διαφορετικό τρόπο. Για παράδειγμα, εάν απαιτείται μέγιστη ηλεκτρική ισχύς, θα πρέπει να έχουμε ως στόχο τη μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, ενώ η χρηματοροή θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί, αντίστοιχα, σε εφαρμογές όπου η οικονομική ανάλυση είναι πιο σημαντική.
- Κάνοντας λοιπόν βελτιστοποίηση πολλών παραμέτρων, όπου στόχος είναι η μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ψύξης και θερμότητας, καταλήγουμε στις τελικές τιμές των τριών με 4.6 kW_{el}, 59.4 kW και 7.1 kW αντίστοιχα. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης βρέθηκε ίσος με 11.26%, ο ενεργειακός 87.39% και η χρηματοροή στα 7.694 €/h.
- Η οικονομική ανάλυση του συστήματος μας έδειξε πως με τον «απλό» τρόπο περιόδου αποπληρωμής (Simple Payback Period – SPP), βρίσκουμε πως η απόσβεση θα γίνει σε 3-4 χρόνια περίπου, πράγμα που μας δείχνει πως πρόκειται για «υγιή» επένδυση από οικονομική σκοπιά.

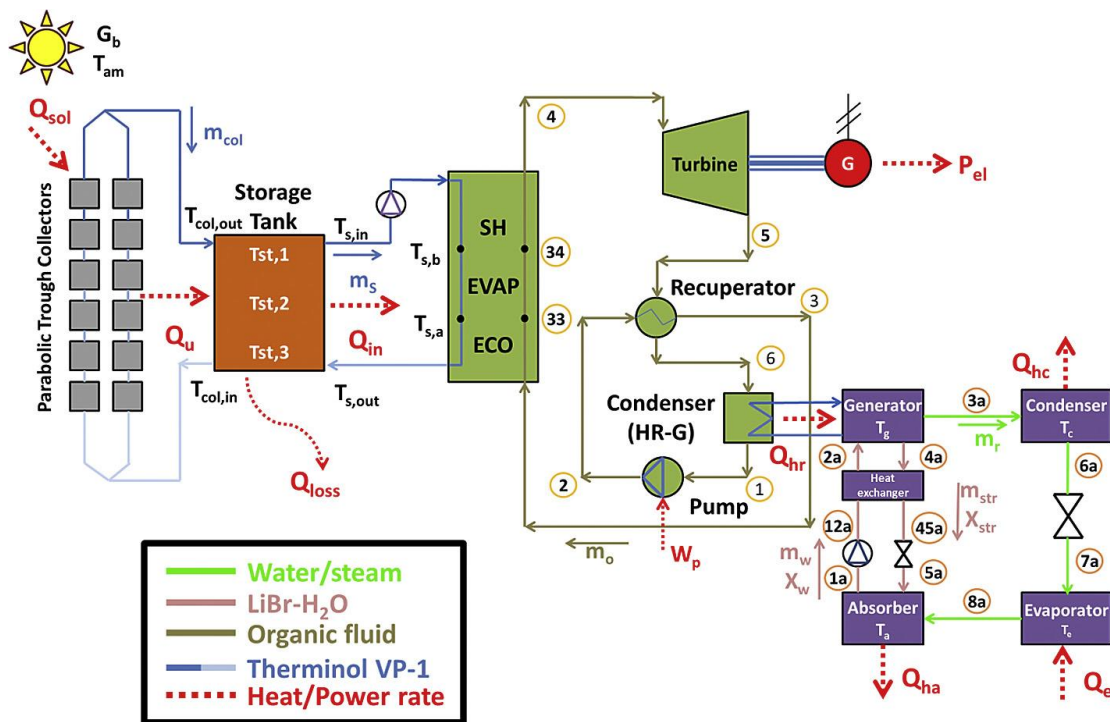
Σύστημα τριπαραγωγής των E. Bellos et al. [3.22]

Οι E. Bellos et al., πρότειναν επίσης ένα σύστημα τριπαραγωγής, με επίσης βάση την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας. Όλη εγκατάσταση αποτελείται από τα εξής υποσυστήματα:

- Σύστημα ηλιακών συλλεκτών. Πρόκειται για παραβολικούς συλλέκτες με κάτοπτρο, στόχος των οποίων είναι η θέρμανση ενός εργαζόμενου μέσου με χρήση της αμέσου ηλιακής ακτινοβολίας. Το εργαζόμενο είναι Therminol VP1, που λειτουργεί με ασφάλεια μέχρι του 400°C, και αφού θερμανθεί από τους συλλέκτες, αποθηκεύεται σε ένα δοχείο αποθήκευσης.

- Το δοχείο αποθήκευσης αποτελεί έναν έξυπνο τρόπο αποθήκευσης θερμικής ενέργειας σε περιπτώσεις όπου δεν αρκεί η ηλιακή ακτινοβολία για θέρμανση του ρευστού. Αποτελείται από τρεις ζώνες, με το ζεστό υγρό στην πάνω ζώνη και το πιο κρύο στην κάτω.
- Σύστημα ORC. Η θερμική ενέργεια από το δοχείο μεταφέρεται στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας του ORC, όπου το οργανικό μέσο θερμαίνεται, γίνεται υπέρθερμος ατμός, και οδηγείται στον στρόβιλο, όπου εκτονώνεται και παράγεται ηλεκτρική ενέργεια από την γεννήτρια που είναι συνδεδεμένη στον στρόβιλο. Στην έξοδο του στρόβιλου, υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης αλλά υψηλής θερμοκρασίας, εισέρχεται στον αναγεννητή όπου προθερμαίνει το οργανικό μέσο προερχόμενο από τον συμπυκνωτή (είναι πλέον υγρό υψηλής πίεσης – έχει παρεμβληθεί αντλία), με σκοπό την λιγότερη «κατανάλωση» θερμότητας στον λέβητα. Μετά τον αναγεννητή, ο ατμός εισέρχεται στον συμπυκνωτή, συμπυκνώνεται και γίνεται κορεσμένο υγρό. Η λανθάνον θερμότητα του οργανικού μέσου απορροφάται από το σύστημα ψύξης με απορρόφηση στην γεννήτρια.
- Σύστημα ψύξης με απορρόφηση. Από τον συμπυκνωτή του ORC, όλη η θερμότητα του οργανικού μέσου μεταφέρεται στην γεννήτρια του συστήματος απορρόφησης, με σκοπό την παραγωγή ψύξης. Επίσης, η παραγωγή θερμότητας πραγματοποιείται τόσο στον συμπυκνωτή όσο και στον απορροφητή του συστήματος ψύξης.

Αναλυτικά, η παραπάνω διάταξη ακολουθεί και σχηματικά στην παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 3.21 Διάγραμμα της εγκατάστασης [3.22]

Τα συμπεράσματα και τα αποτελέσματα της παραπάνω εγκατάστασης, ύστερα από ανάλυση και βελτιστοποίηση, φαίνονται παρακάτω:

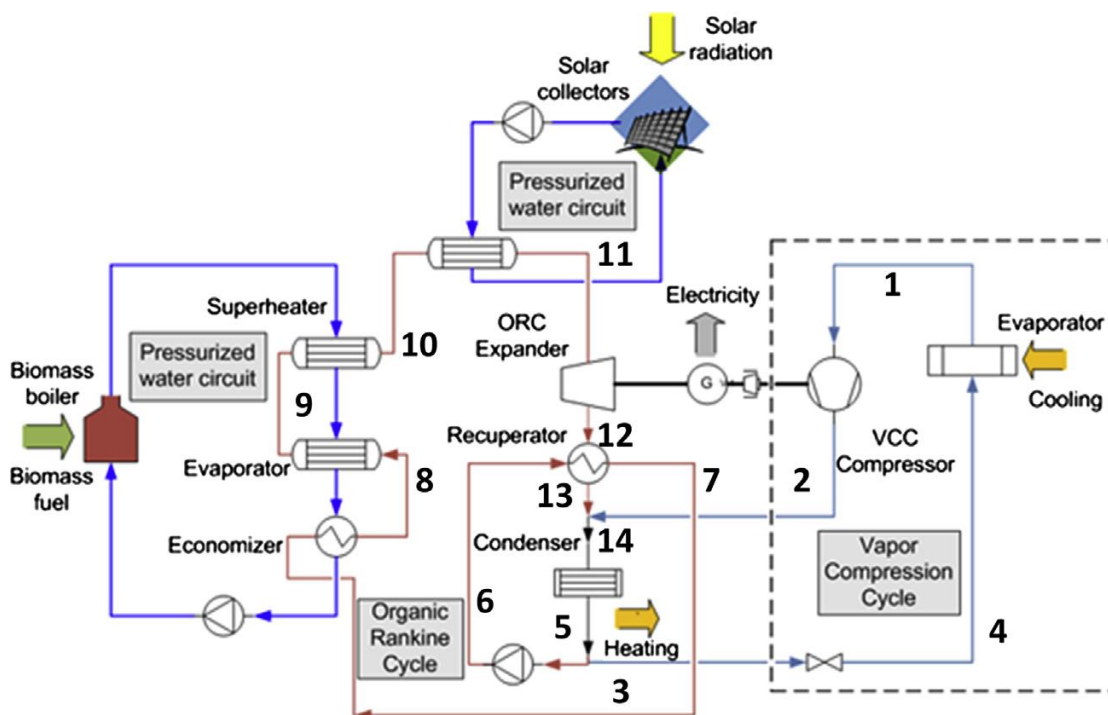
- Εξετάστηκαν 8 οργανικά μέσα. Από αυτά, το εξεργειακά αποδοτικότερο φάνηκε πως είναι το toluene (τολουένιο) με εξεργειακό βαθμό απόδοσης 29.42%. Ακολουθεί το n-octane (n-οκτάνιο) με 28.5%, καθώς και τα MDM, cyclohexane (κυκλοεξάνιο), n-heptane (n-επτάνιο), MM, n-hexane (n-εξάνιο) και n-pentane (n-πεντάνιο) ακολουθούν με 28.35%, 27.62%, 26.8%, 25.88%, 24.92% και 21.92% αντίστοιχα. Αυτά τα αποτελέσματα προέρχονται ύστερα από εξεργειακή βελτιστοποίηση όπου ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης σε όλα τα μέσα είναι περίπου 5% αυξημένος σε σχέση με τον υπολογισμό της εξεργειας χωρίς βελτιστοποίηση. Από την άλλη βέβαια, αποδείχθηκε πως υψηλοί εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης οδηγούν σε μειωμένους ενεργειακούς, και αποδεικνύεται αν σκεφτεί κανείς πως το n-pentane έχει τον μεγαλύτερο ενεργειακό βαθμό απόδοσης από όλα τα υπόλοιπα μέσα.
- Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος κυμαίνεται από 130-180%. Παρατηρείται πως ο βαθμός απόδοσης ξεπερνάει το 100%, κι αυτό εξηγείται εξαιτίας της ύπαρξης του συστήματος ψύξης-θέρμανσης στην εγκατάσταση.
- Επιλέγοντας, λοιπόν, ως εργαζόμενο μέσο το toluene, προκύπτει η ηλεκτρική ισχύς 177.6 kW_{el}, ενώ η ψυκτική ισχύς καθώς και η θερμική 398.8 kW και 974.2 kW αντίστοιχα.

Σύστημα τριπαραγωγής των S. Karellas et al. [3.23]

Οι S. Karellas et al. πρότειναν ένα υβριδικό σύστημα ORC-VCC, όπου VCC η ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμών. Αποτελείται από τα εξής υποσυστήματα:

- Σύστημα με λέβητα βιομάζας. Η χρήση του έγκειται στην θέρμανση νερού υψηλής πίεσης για τη μεταφορά της θερμότητάς του στο οργανικό μέσο του ORC.
- Σύστημα ORC. Η θερμότητα του νερού, προερχόμενη από την καύση βιομάζας στον λέβητα, μεταφέρεται στο οργανικό μέσο και το ατμοποιεί. Υπάρχει μία πρώτη υπερθέρμανση από το κύκλωμα του νερού και μία δεύτερη με τη βοήθεια ηλιακών συλλεκτών. Έτσι λοιπόν, υπέρθερμος ατμός εισέρχεται στον στρόβιλο, εκτονώνεται και παράγεται ηλεκτρική ενέργεια. Στον ίδιο άξονα στρόβιλου-γεννήτριας, συνδέεται συμπίεστής του συστήματος ψύξης. Στη συνέχεια, μετά τον στρόβιλο, υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης, μεταφέρει μέρος της θερμότητάς του στον αναγεννητή με σκοπό την προθέρμανση του υγρού που προορίζεται στον οικονομητήρα και ένα άλλο μέρος χρησιμοποιείται για παραγωγή θερμότητας στον συμπυκνωτή. Επίσης, ο συμπυκνωτής του ORC, χρησιμοποιείται και ως το δευτερεύον ρεύμα ψύξης του συμπυκνωτή του VCC με σκοπό την αποβολή θερμότητας του εργαζόμενου μέσου του VCC.
- Σύστημα VCC. Πρόκειται για ένα τυπικό σύστημα μηχανικής συμπίεσης ατμών, όπου ψύξη παράγεται στον ατμοποιητή και αποβάλλεται θερμότητα στον συμπυκνωτή που προορίζεται τελικά για θέρμανση.
- Σύστημα ηλιακών συλλεκτών. Πρόκειται για παραβολικούς συλλέκτες με κάτοπτρο. Η χρήση τους έγκειται μόνο στην περαιτέρω υπερθέρμανση του οργανικού μέσου του ORC.

Στην επόμενη εικόνα, φαίνεται όλη η εγκατάσταση που μόλις περιγράψαμε:



Εικόνα 3.22 Διάγραμμα της εγκατάστασης [3.23]

Τα συμπεράσματα και τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την μελέτη και ανάλυση του παραπάνω συστήματος είναι τα εξής:

- Καθώς εξετάστηκε η λειτουργία του συστήματος σε ένα εύρος θερμοκρασιών, τελικά υπολογίστηκε πως ο θερμικός βαθμός απόδοσης του ORC μεγιστοποιείται στην τιμή $\eta_{th}=5.5\%$, όπου το εργαζόμενο μέσο είναι R245fa και η θερμοκρασία ατμοποίησης 90°C .
- Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του λέβητα βιομάζας, όταν λειτουργεί σε πλήρες φορτίο, είναι 7%.
- Αποδείχθηκε τελικά, πως η υπερθέρμανση και η προσθήκη αναγεννητή δεν είχε ιδιαίτερη επίδραση στην απόδοση του συστήματος, τόσο εξεργειακά όσο και ενεργειακά. Αντιθέτως, με περαιτέρω υπερθέρμανση, χρειάζεται και μεγαλύτερη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών.
- Η ηλεκτρική ισχύς υπολογίζεται στα 6 kW_{el} , η ψυκτική στα 10 kW και η θερμική στα 100 kW περίπου.
- Από την σκοπιά της οικονομικής ανάλυσης, υπολογίστηκε ένα IRR (Internal Rate of Return) περίπου στο 12% και περίοδος αποπληρωμής (Payback Period – PP) στα 7 χρόνια.

Βιβλιογραφία 3^{ου} Κεφαλαίου

- [3.1] <http://desware.net/Sample-Chapters/D06/D10-011.pdf>
- [3.2] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez, «Parabolic-trough solar collectors and their applications», *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14(7):1695-1721
- [3.3] M. Günther, M. Joemann, S. Csambor, «Advanced CSP Teaching Materials», Chapter 5: Parabolic Trough Technology,
- [3.4] V.K. Jebsingh, G.M. Joselin Herbert, «A review of solar parabolic trough collector», *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016;54:1085-1091
- [3.5] «Ενεργειακή αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας βιομηχανικών διεργασιών», Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., Ευάγγελος Α. Μπέλος
- [3.6] E. Bellos, C. Tzivanidis, «Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy», *Energy Conversion and Management* 2018;156:427-439
- [3.7] J. R. Juhasz, L. D. Simoni, PhD, «A review of potential working fluids for low temperature organic Rankine cycles in waste heat recovery»
- [3.8] «Ηλιακή θερμική παραγωγή έργου με χρήση του κύκλου Rankine», Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., Ιωάννης Καραθανάσης
- [3.9] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort , «Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems», *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013;22:168-186
- [3.10] C. Tzivanidis, E. Bellos, K. A. Antonopoulos, «Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal Organic Rankine Cycle power plant», *Energy Conversion and Management*, 2016;126:421-433
- [3.11] <http://actaenergetica.org/article/en/operational-parameters-of-low-power-orc-biomass-plant.html?tab=article>
- [3.12] «Σημειώσεις Ψύξης (Α' και Β' Μέρος)», Σ. Χατζηδάκης, Πανεπιστημιακές εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα 2003
- [3.13] Refrigerating Engineering, Eric Granryd, Ingvar Ekroth, Per Lundqvist, Ake Melinder, Bjorn Palm, Peter Rohlin, KTH Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration
- [3.14] http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs17_111483.pdf
- [3.15] Y. E. Yuksel, M. Ozturk, I. Dincer, «Thermodynamic performance assessment of a novel environmentally benign solar energy based integrated system», *Energy Conversion and Management*, 2016;119:109-120
- [3.16] F. Khalid, I. Dincer, M. A. Rosen, «Energy and exergy analyses of a solar-biomass integrated cycle for multigeneration», *Solar Energy*, 2015;112:290-299

- [3.17] F. Khalid, I. Dincer, M. A. Rosen, «Techno-economic assessment of a renewable energy based integrated multigeneration system for green buildings», *Applied Thermal Engineering*, 2016;99:1286-1294
- [3.18] A. Baghernejad, M. Yaghoubi, K. Jafarpur, «Exergoeconomic optimization and environmental analysis of a novel solar-trigeneration system for heating, cooling and power production purpose», *Solar Energy*, 2016;134:165-179
- [3.19] M. Golchin, A. Wee Chung Liew «Parallel Biclustering Detection Using Strength Pareto Front Evolutionary Algorithm», *Information Sciences*, 2017;415–416:283-297
- [3.20] M. Sharifishourabi, T. Abdul Hussain Ratlamwaka, H. Alimoradiyan, E. Sadeghizadeth, «Performance Assessment of a Multi-Generation System Based on Organic Rankine Cycle», *Iran J Sci Technol Trans Mech Eng*. Received: 12 October 2015 / Accepted: 26 July 2016, Shiraz University 2016
- [3.21] E. Bellos, C. Tzivanidis, «Multi-objective optimization of a solar driven trigeneration system», *Energy*, 2018;149:47-62
- [3.22] E. Bellos, C. Tzivanidis, «Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump», *Journal of Cleaner Production*, 2017;161:493-509
- [3.23] S. Karellas, K. Braimakis, «Energy-exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC-VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power», *Energy Conversion and Management*, 2016;107:103-113

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΤΡΙΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

Βασικό κίνητρο για την επιλογή ενός συστήματος πολύ-παραγωγής, με την πρωτεύων ενέργεια να προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες και από τον λέβητα βιομάζας κατ' επέκταση, ήταν το παγκόσμιο πρόβλημα που υπάρχει με τους ρύπους. Όπως αναφέραμε και στο κεφάλαιο 1, η καύση ορυκτών καυσίμων παράγει ρύπους, όπως CO₂, CO, SO₂, NO_x, οι οποίοι εκτός της μεγάλης περιβαλλοντικής επιβάρυνσης του πλανήτη, επηρεάζουν αρνητικά και την υγεία των ανθρώπων. Έτσι λοιπόν, η στροφή των χωρών παγκοσμίως στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας είναι αναγκαία.

Αναλυτικά, όπως έχουμε προαναφέρει, στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία, το σύστημα αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες, ένα δοχείο αποθήκευσης θερμικής ενέργειας, έναν λέβητα βιομάζας με σκοπό τον υβριδισμό του συστήματος σε ώρες όπου δεν επαρκεί η ηλιακή ενέργεια (νέφωση ή νύχτα), ένα σύστημα ORC και ένα σύστημα ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών. Στη συνέχεια του συγκεκριμένου κεφαλαίου ακολουθεί και σχηματική αναπαράσταση του εν λόγω συστήματος.

Η επινόηση, αλλά και η καινοτομία αυτού του συστήματος τριπαραγωγής, έγκειται στα εξής:

- Πρόκειται για ένα σύστημα που ως βασική εισόδο έχει την ηλιακή ακτινοβολία και ως έξοδο την ηλεκτρική ενέργεια, την θερμότητα και την ψύξη.
- Είναι δυνατή η εκμετάλλευση θερμότητας από δύο σημεία μέσα στο σύστημα, και μάλιστα διαφορετικής θερμοκρασίας. Στη μία περίπτωση είναι δυνατή η «απομάστευση» θερμότητας από το δοχείο αποθήκευσης, και συγκεκριμένα με μέγιστη θερμοκρασία που ξεπερνά τους 150°C. Στη δεύτερη περίπτωση, θερμότητα λαμβάνεται από τον συμπυκνωτή του ORC σε θερμοκρασία της τάξεως των 50°C.
- Στο σύστημα της ψύξης, επιτυγχάνεται ψύξη που είναι ικανή να καλύψει τη ζήτηση ενός κτηριακού συγκροτήματος, όπως ενός μεγάλων διαστάσεων σπιτιού ή ακόμη και ολόκληρης πολυκατοικίας ή κάποιας μικρής μονάδας ξενοδοχείου.
- Το σύστημα έχει μελετηθεί για τη λειτουργία του κατά τη διάρκεια όλης της ημέρας, κι όχι μόνο κατά την ώρα ηλιοφάνειας.
- Πρόκειται για ένα σύστημα, όπου το σύστημα ORC και αυτό της ψύξης, λειτουργούν υπό σταθερές συνθήκες εισόδου, πράγμα που υποδηλώνει και την ευστάθεια του συστήματος ως προς τις εξόδους, δηλαδή την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας και ψύξης. Αυτόν τον ρόλο αναλαμβάνει ο υβριδισμός με λέβητα βιομάζας στο σύστημα. Με άλλα λόγια, επιθυμούμε συγκεκριμένο ποσό θερμότητας να μεταφέρεται στο σύστημα ORC, άρα όταν η ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί για να ικανοποιηθεί η επίτευξη της εν λόγω θερμότητας, τότε συμβάλλει ο λέβητας βιομάζας για την παραγωγή της παραπάνω θερμότητας που θα χρειαστεί το σύστημα ORC.

Αξίζει να αναφερθεί, πως για τη συνεργασία συλλεκτών-ORC, επιλέχθηκαν παραβολικοί συλλέκτες με κάτοπτρο, και μάλιστα συλλέκτες EuroTrough, με στόχο την επίτευξη της επιθυμητής θερμοκρασίας για το σύστημα ORC (350°C περίπου).

4.1 Ανάλυση και μοντελοποίηση παραβολικών συλλεκτών με κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector – PTC)

Όπως ήδη έχουμε αναφέρει στο κεφάλαιο 2, οι παραβολικοί συλλέκτες με κάτοπτρο, αξιοποιούν μόνο την άμεση ηλιακή ακτινοβολία (G_b). Έτσι λοιπόν, η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια ορίζεται ως το γινόμενο της άμεσης ακτινοβολίας με τη συνολική συλλεκτική επιφάνεια (A_a):

$$Q_{sol} = A_a \cdot G_b , \quad (4.1)$$

Όμως, μόνο κάποιο μέρος από όλη τη διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια εκμεταλλεύεται από το εργαζόμενο μέσο που διέρχεται μέσα από τον συλλέκτη. Πρόκειται για την προσδιδόμενη στο ρευστό θερμότητα (Q_u), η οποία υπολογίζεται από το ενεργειακό ισοζύγιο στο εργαζόμενο μέσο, ως εξής:

$$Q_u = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot (T_{cout} - T_{cin}) , \quad (4.2)$$

Βάσει των δύο παραπάνω μεγεθών, ορίζεται ο στιγμιαίος βαθμός απόδοσης των συλλεκτών ($\eta_{th,c}$) ως ο λόγος της προσδιδόμενης θερμότητας προς την διαθέσιμη ηλιακή ισχύ:

$$\eta_{th,c} = \frac{Q_u}{Q_{sol}} , \quad (4.3)$$

Επίσης, ο παραπάνω βαθμός απόδοσης των συγκεκριμένων συλλεκτών, μπορεί να υπολογιστεί και διαφορετικά. Από πειράματα, λοιπόν, που έχουν πραγματοποιηθεί, για παροχή ρευστού 2-4 kg/s, προκύπτει μία ακόμη έκφραση του βαθμού απόδοσης [4.1]:

$$\eta_{th,c} = 0.704 \cdot K(\theta) - 0.0432 \cdot \left(\frac{T_{cin} - T_{am}}{G_b} \right) - 0.000503 \cdot \left(\frac{(T_{cin} - T_{am})^2}{G_b} \right) , \quad (4.4)$$

Το μέγεθος $K(\theta)$, δηλώνει μία διόρθωση ως προς τη γωνία πρόσπτωσης, του οποίου η σχέση λαμβάνεται από βιβλιογραφία [4.1] για συλλέκτες EuroTrough και με επίπεδο προσανατολισμού ανατολή-δύση, με άξονα παράλληλο σε βορρά-νότο. Η σχέση αυτή, περιλαμβάνει επίσης και τις απώλειες κορυφής του εξεταζόμενου μοντέλου συλλέκτη [4.1]:

$$K(\theta) = \cos(\theta) - 5.25097 \cdot 10^{-4} \cdot \theta - 2.859621 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2 , \quad (4.5)$$

Όπου θ σε μοίρες.

Η γωνία πρόσπτωσης (θ) υπολογίζεται, για σύστημα με προσανατολισμό ανατολή-δύση και άξονα παράλληλο στο επίπεδο βορρά-νότου, ως εξής [4.5]:

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \cdot \sin^2(\omega)} , \quad (4.6)$$

Η παραπάνω σχέση της γωνίας πρόσπτωσης για κινούμενα επίπεδα συλλεκτών, περιλαμβάνει κι άλλες παραμέτρους που αναλύονται παρακάτω.

Η ηλιακή απόκλιση (δ), υπολογίζεται ως εξής [4.1]:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{284 + DD}{365} \right) , \quad (4.7)$$

Όπου DD ο αριθμός της ημέρας του χρόνου. Για παράδειγμα, για DD=30, πρόκειται για τις 30 Ιανουαρίου.

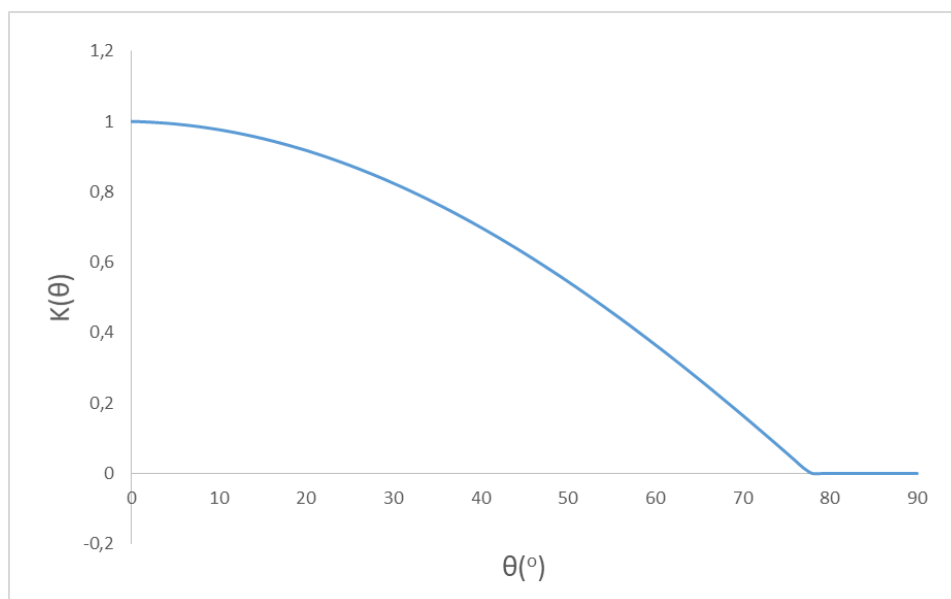
Η γωνία ζενίθ (θ_z) υπολογίζεται από τη σχέση [4.5]:

$$\cos(\theta_z) = \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) , \quad (4.8)$$

Η ωριαία γωνία (ω), χρησιμοποιώντας τον ηλιακό χρόνο t_h (σε ώρες), δίνεται από τη σχέση [4.1]:

$$\omega = 15 \cdot (t_h - 12) , \quad (4.9)$$

Για το μέγεθος $K(\theta)$, δίνεται το επόμενο γράφημα, όπου διακρίνεται εύκολα η εξάρτησή του από τη γωνία πρόσπτωσης:



Εικόνα 4.1 Διάγραμμα $K(\theta)$

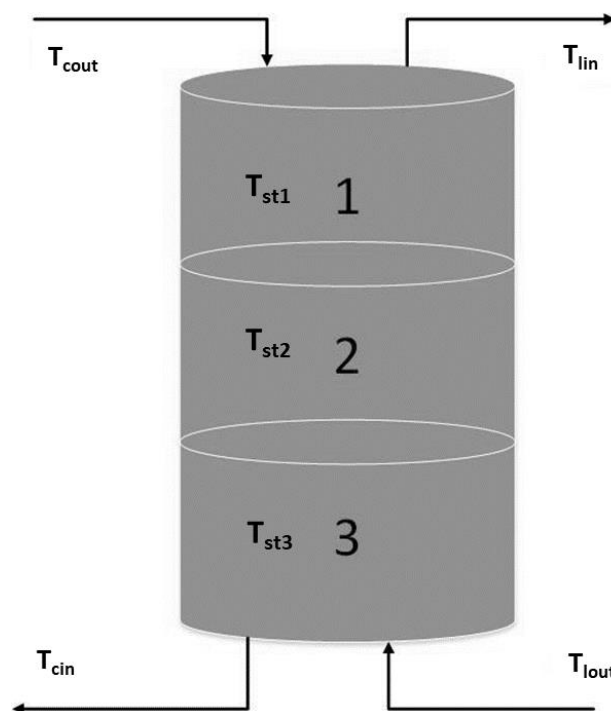
Ακολουθεί ένας πίνακας όπου φαίνονται κάποια δεδομένα για τη συγκεκριμένη εφαρμογή (τοποθεσία, λεπτομέρειες συλλέκτη):

Μέγεθος	Τιμή
Τοποθεσία	Αθήνα, Ελλάδα
Γεωγραφικό πλάτος	37.58°N
Γεωγραφικό μήκος	23.45°E
Τύπος PTC	EuroTrough
Προσανατολισμός	Βορράς-Νότος άξονας, προσανατολισμός Ανατολή-Δύση
Συλλεκτική επιφάνεια	70 m ²
Μήκος συλλέκτη	12 m
Πλάτος συλλέκτη	5.8 m
Διάμετρος απορροφητή	70 mm
Βαθμός συγκέντρωσης	26.2

Πίνακας 4.1 Βασικά δεδομένα για το εξεταζόμενο σύστημα του συλλέκτη [4.1]

4.2 Ανάλυση και μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης (storage tank)

Η μοντελοποίηση του δοχείου αποθήκευσης βασίζεται στη μέθοδο διαχωρισμού διάφορων ζωνών εσωτερικά του. Με άλλα λόγια, πρόκειται για μία μέθοδο, όπου το δοχείο χωρίζεται σε ζώνες, με κάθε ζώνη να διατηρείται σε σταθερή θερμοκρασία και διαφορετική των υπολοίπων. Κάθε ζώνη συναλλάσσει θερμότητα αλλά και μάζα με τις γειτονικές ζώνες. Έτσι δημιουργείται μία κλιμάκωση θερμοκρασιών μέσα στο δοχείο. Στην επόμενη εικόνα φαίνεται ο διαχωρισμός των ζωνών του δοχείου, με το πιο ζεστό ρευστό στην πάνω ζώνη και το πιο κρύο στην κάτω:



Εικόνα 4.2 Δοχείο αποθήκευσης

Ακολουθεί η μοντελοποίηση του δοχείου, με ισολογισμό ενέργειας σε κάθε ζώνη χωριστά. Οι εξισώσεις ακολουθούν τη σειρά 1-2-3 όπως φαίνεται και στην εικόνα 4.2, με τον πρώτο ισολογισμό για τη ζώνη 1, τον δεύτερο για την 2 και τον τελευταίο για την 3. Επίσης λαμβάνεται ο συντελεστής θερμικών απωλειών (U_T), η τιμή του οποίου εκτιμάται περί τα $0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ [4.1], μία λογική τιμή για μονωμένο δοχείο αποθήκευσης.

Ακολουθούν οι εξισώσεις ισολογισμού ενέργειας:

Αρχικά, για τον ισολογισμό ενέργειας ολόκληρου του δοχείου, ισχύει η εξής σχέση:

$$Q_{st} = Q_u - Q_{load} - Q_{loss} \quad (4.10)$$

Τώρα, ακολουθούν οι εξισώσεις ισολογισμού ενέργειας σε κάθε ζώνη χωριστά [4.7]:

$$\dot{m}_c c_p (T_{cout} - T_{st1}) - \dot{m}_l c_p (T_{st1} - T_{st2}) - U_T A_{T1} (T_{st1} - T_{am}) = \rho c_p V_{T1} \frac{dT_{st1}}{dt} - \frac{Q_{h2}}{3} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_c c_p (T_{st1} - T_{st2}) - \dot{m}_l c_p (T_{st2} - T_{st3}) - U_T A_{T2} (T_{st2} - T_{am}) = \rho c_p V_{T2} \frac{dT_{st2}}{dt} - \frac{Q_{h2}}{3} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_c c_p (T_{st2} - T_{st3}) - \dot{m}_l c_p (T_{st3} - T_{lout}) - U_T A_{T3} (T_{st3} - T_{am}) = \rho c_p V_{T3} \frac{dT_{st3}}{dt} - \frac{Q_{h2}}{3} \quad (4.13)$$

Στις επόμενες εξισώσεις, ακολουθούν οι υπολογισμοί των εξωτερικών επιφανειών (A_{T1} , A_{T2} , A_{T3}). Αξίζει να αναφέρουμε, πως έχουμε θεωρήσει πως η διάμετρος του δοχείου (D) είναι ίση με το μήκος του (L). Αυτή η θεώρηση έχει πολύ μικρή επίδραση στα τελικά αποτελέσματα, καθώς έχει αποδειχθεί σε ανάλογη μελέτη [4.2].

$$A_{T1} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3}, \quad (4.14)$$

$$A_{T2} = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3}, \quad (4.15)$$

$$A_{T3} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3}, \quad (4.16)$$

Ο όγκος του δοχείου (V), αλλά και των επιμέρους ζωνών (V_{T1} , V_{T2} , V_{T3}), είναι οι εξής:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4}, \quad (4.17)$$

$$V_{T1} = V_{T2} = V_{T3} = \frac{V}{3}, \quad (4.18)$$

Οι θερμοκρασίες στην είσοδο του συλλέκτη (T_{cin}) αλλά και στην είσοδο του συστήματος ORC (T_{lin}), είναι ίσες με τις θερμοκρασίες (T_{st3}) και (T_{st1}) αντίστοιχα. Δηλαδή:

$$T_{cin} = T_{st3}, \quad (4.19)$$

$$T_{lin} = T_{st1}, \quad (4.20)$$

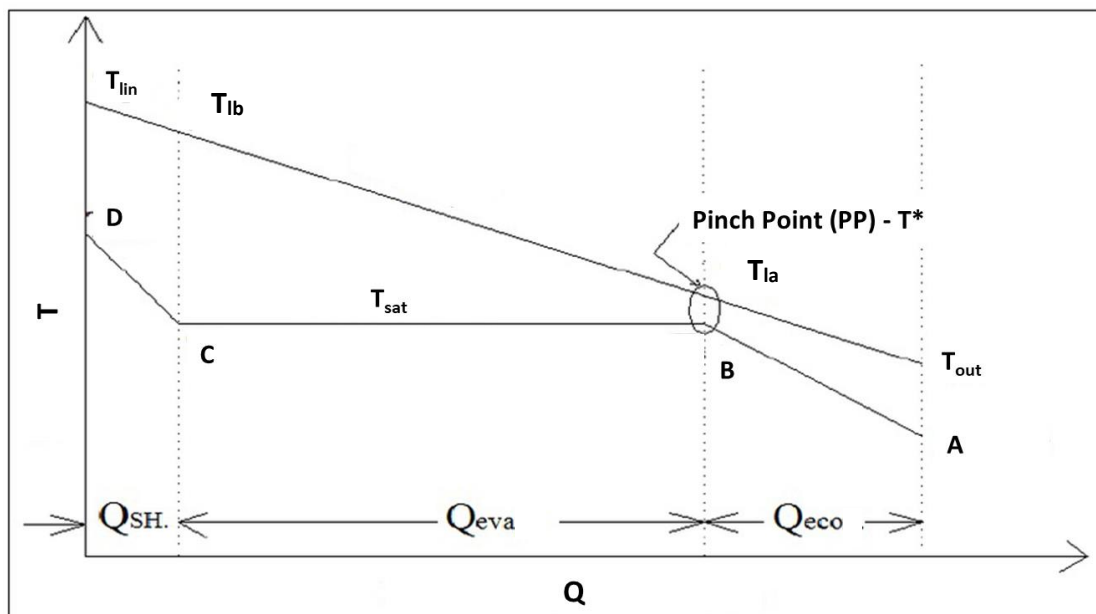
4.3 Ανάλυση και μοντελοποίηση συστήματος ORC

Ανάμεσα στο σύστημα ORC και το δοχείο αποθήκευσης, παρεμβάλλεται ένας λέβητας ανάκτησης θερμότητας, στόχος του οποίου είναι η μεταφορά θερμότητας από το δοχείο στο εργαζόμενο μέσο του συστήματος ORC. Ο λέβητας αποτελείται από τρία τμήματα, τον οικονομητήρα (θέρμανση του εργαζόμενου μέσου του ORC στην έξοδο της αντλίας μέχρι να γίνει κορεσμένο υγρό), τον ατμοποιητή (θέρμανση του κορεσμένου υγρού μέχρι να μετατραπεί σε κορεσμένο ατμό) και τον υπερθεμαντή (περαιτέρω θέρμανση του κορεσμένου ατμού σε υπέρθερμο). Συνεπώς το έλαιο του δοχείου θα πρέπει να είναι ικανό να επιτύχει αυτές τις τρεις διεργασίες.

Αξίζει να αναφερθεί πως η συνολική θερμότητα που μεταφέρεται από το δοχείο αποθήκευσης στον λέβητα για μόνιμες συνθήκες είναι η εξής:

$$Q_{in} = Q_u - Q_{heat} - Q_{loss} = Q_{eco} + Q_{eva} + Q_{sh}, \quad (4.21)$$

Ακολουθεί ένα τυπικό διάγραμμα T-Q, όπου η άνω καμπύλη αφορά το έλαιο του δοχείου και η κάτω το μέσο του ORC:



Εικόνα 4.3 Διάγραμμα T-Q

Στο παραπάνω διάγραμμα, αναγράφεται κι ένα σημείο ως Pinch Point. Πρόκειται λοιπόν, για το σημείο το οποίο έχει την πλησιέστερη θερμοκρασία στην καμπύλη ατμοποίησης. Συνήθως, η διαφορά $T^* - T_B$ λαμβάνεται σε ένα εύρος 5-25 K. Στην παρούσα εργασία έχει ληφθεί ίσο με 10 K. Επίσης, είναι αξιοσημείωτο, πως Pinch Point μπορούμε να έχουμε είτε στην είσοδο του ελαίου (T_{lin}) είτε στην έξοδο (T_{out}). Βέβαια, αποδεικνύεται, πως βέλτιστη περίπτωση θεωρείται το σημείο αυτό να βρίσκεται στη θέση που αναγράφεται στο διάγραμμα-εικόνα 4.3.

Ακολουθούν οι εξισώσεις ισολογισμού ενέργειας που διέπουν τον λέβητα ανάκτησης θερμότητας:

$$Q_{in} = \dot{m}_l \cdot c_p \cdot (T_{lin} - T_{lout}) = \dot{m}_o \cdot (h_D - h_A), \quad (4.22)$$

$$Q_{eco} = \dot{m}_l \cdot c_p \cdot (T_{la} - T_{lout}) = \dot{m}_o \cdot (h_B - h_A), \quad (4.23)$$

$$Q_{eva} = \dot{m}_l \cdot c_p \cdot (T_{lb} - T_{la}) = \dot{m}_o \cdot (h_C - h_B), \quad (4.24)$$

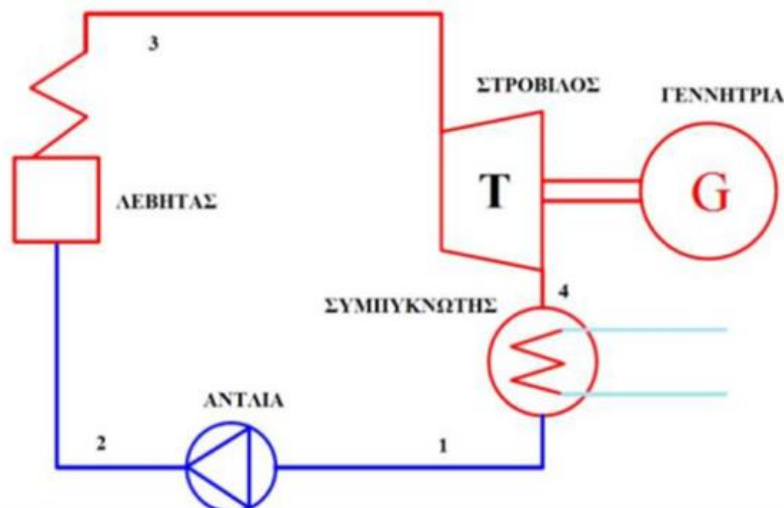
$$Q_{sh} = \dot{m}_l \cdot c_p \cdot (T_{lin} - T_{lb}) = \dot{m}_o \cdot (h_D - h_C), \quad (4.25)$$

Όπως αναφέραμε, επιλέγεται Pinch Point (PP) ίσο με 10 K. Οπότε ισχύει επίσης και η εξής εξίσωση:

$$T_{la} = T^* = T_{sat} + PP, \quad (4.26)$$

Στη συνέχεια, μετά τον λέβητα ανάκτησης θερμότητας, ακολουθεί το σύστημα ORC. Αξίζει να αναφερθεί πως και ο λέβητας είναι κομμάτι του ORC, όμως το διαχωρίζουμε για λόγους μοντελοποίησης.

Ακολουθεί το επόμενο μονογραμμικό διάγραμμα κύκλου ORC, όπου φαίνονται όλες οι διεργασίες του εργαζόμενου μέσου, παροχής \dot{m}_o :

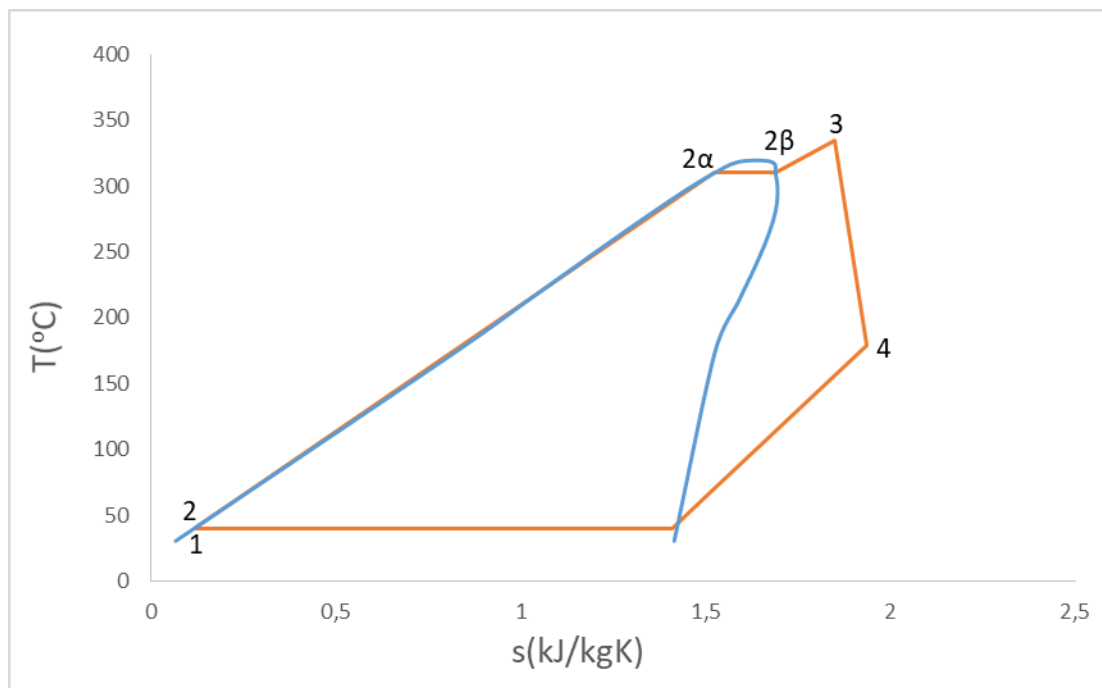


Εικόνα 4.4 Μονογραμμικό διάγραμμα απλού κύκλου ORC [4.6]

Στην κάθε μία από τις παραπάνω θέσεις του κύκλου, ισχύει:

- Θέση 1: Κορεσμένο υγρό χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας
- Θέση 2: Υπόψυκτο υγρό υψηλής πίεσης και χαμηλής θερμοκρασίας
- Θέση 3: Υπέρθερμος ατμός υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας
- Θέση 4: Υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης και μέσης θερμοκρασίας

Από τη θέση 2 στη θέση 3, παρεμβάλλεται ο λέβητας ανάκτησης θερμότητας που αναφέραμε παραπάνω. Άρα μπορούμε να πούμε πως στη θέση 2α έχουμε κορεσμένο υγρό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας και στη 2β κορεσμένο ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα:



Εικόνα 4.5 Διάγραμμα T-s κύκλου ORC

Ακολουθούν οι εξισώσεις που διέπουν το σύστημα ORC:

Για την αντλία του συστήματος, ακολουθεί ο παρακάτω ισολογισμός ενέργειας για το έργο που καταναλώνει η αντλία:

$$P_{pump} = \frac{\dot{m}_o \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{motor}}, \quad (4.27)$$

Όπως αναφέρθηκε και στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας, η θερμότητα που μεταφέρεται από το δοχείο στο σύστημα ORC είναι η εξής:

$$Q_{in} = \dot{m}_o \cdot (h_3 - h_2), \quad (4.28)$$

Η ωφέλιμη ισχύς που παράγεται από τον στρόβιλο είναι η εξής:

$$P_{turbine} = \dot{m}_o \cdot (h_3 - h_4), \quad (4.29)$$

Και τελικά προκύπτει και η ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από τη γεννήτρια του απλού συστήματος ORC, ως εξής:

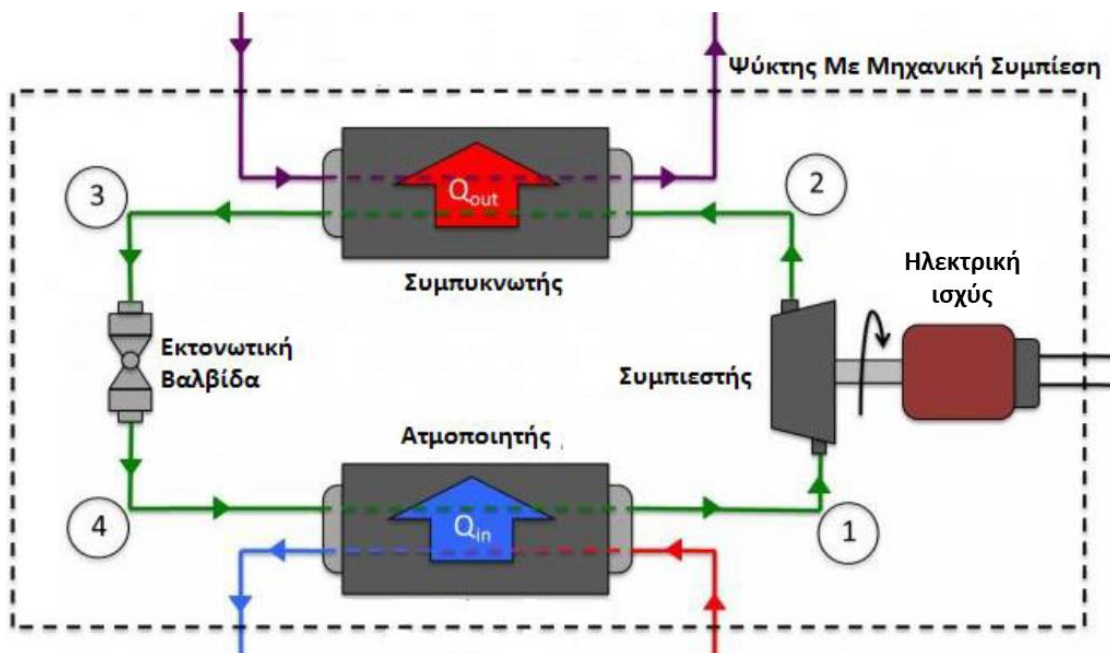
$$P_{el} = \eta_g \cdot \eta_m \cdot P_{turbine}, \quad (4.30)$$

Ορίζεται και ο βαθμός απόδοσης του συστήματος ORC ως εξής:

$$\eta_{th,ORC} = \frac{P_{el} - P_{pump}}{Q_{in}}, \quad (4.31)$$

4.4 Ανάλυση και μοντελοποίηση συστήματος ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών

Στην επόμενη εικόνα, παρουσιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα ενός βασικού κύκλου ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών:



Εικόνα 4.6 Μονογραμμικό διάγραμμα ψυκτικού κύκλου με μηχανική συμπίεση ατμών [4.4]

Το εργαζόμενο μέσο, στις θέσεις που αναγράφονται, έχει ιδιότητες οι οποίες αναφέρονται στην ενότητα 3.4.

Ακολουθεί η μοντελοποίηση του παραπάνω συστήματος ψύξης:

Από ισολογισμό ενέργειας στον συμπιεστή προκύπτει η κατανάλωση ισχύος (ηλεκτρικής ενέργειας – $P_{el,c}$):

$$P_{el,c} = \dot{m}_{cc} \cdot (h_2 - h_1) , \quad (4.32)$$

Εξίσου, από ισολογισμό ενέργειας στον συμπυκνωτή, προκύπτει η θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον (Q_c):

$$Q_c = \dot{m}_{cc} \cdot (h_2 - h_3) , \quad (4.33)$$

Στην εκτονωτική βαλβίδα, ισχύει ότι:

$$h_3 = h_4 , \quad (4.34)$$

Τέλος, από ισολογισμό ενέργειας στον ατμοποιητή, προκύπτει η θερμότητα που απορροφάται, από κάποιον χώρο, (Q_e), με σκοπό την παραγωγή ψύξεως:

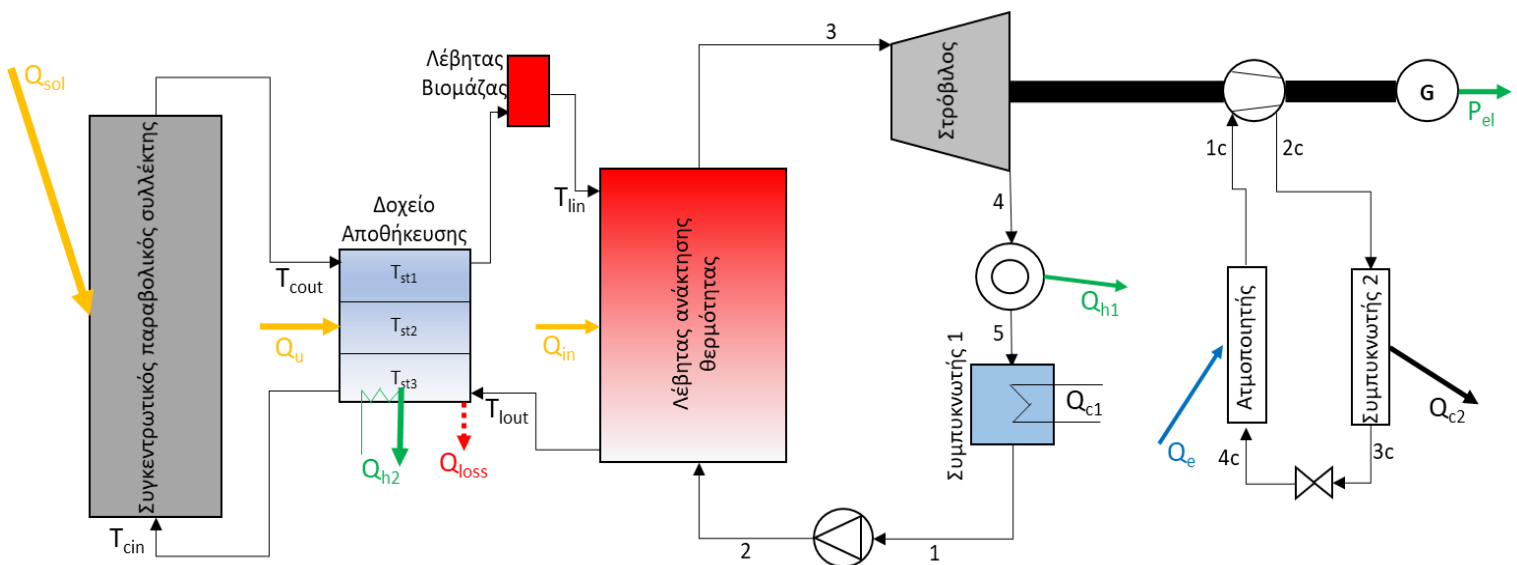
$$Q_e = \dot{m}_{cc} \cdot (h_1 - h_4) , \quad (4.35)$$

Συνεπώς, βάσει όλων των παραπάνω, προκύπτει και ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) του συστήματος ψύξης:

$$COP = \frac{Q_e}{P_{el,c}} , \quad (4.36)$$

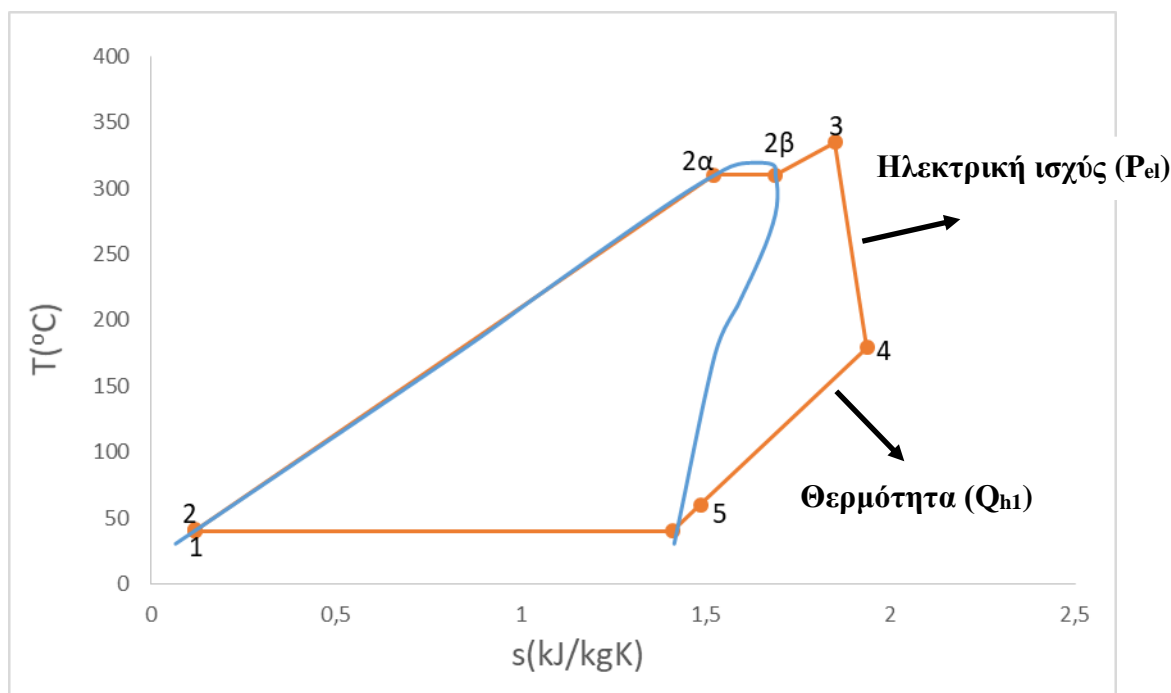
4.5 Ανάλυση και μοντελοποίηση του συνολικού συστήματος τριπαραγωγής

Στην επόμενη εικόνα, γίνεται μια σχηματική αναπαράσταση του συστήματος πολύ-παραγωγής που μελετήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία:



Εικόνα 4.7 Μονογραμμικό διάγραμμα του συνολικού συστήματος πολύ-παραγωγής

Όπως γίνεται φανερό από το παραπάνω διάγραμμα, το σύστημα ORC δεν αποτελεί τον βασικό κύκλο ORC, αλλά περιέχει κάποιες μετατροπές. Αναλυτικότερα, στην έξοδο του στρόβιλου (σημείο 4), ο υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης, δεν οδηγείται στον συμπυκνωτή 1, αλλά σε έναν εναλλάκτη προς εκμετάλλευση της θερμότητας του εργαζόμενου μέσου. Πρόκειται για υπέρθερμο ατμό, σχετικά υψηλής θερμοκρασίας, άρα ιδανικό για περιπτώσεις που απαιτείται θερμότητα. Αυτό φαίνεται και στην εικόνα 4.5. Όπως βλέπουμε, μπορούμε να εκμεταλλευτούμε τον υπέρθερμο ατμό (σημείο 4), μέχρις ότου να πέσει η θερμοκρασία του στο T_c+20 °C, με T_c η θερμοκρασία συμπύκνωσης στον συμπυκνωτή. Συνεπώς, πλέον υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας να εισέλθει στον συμπυκνωτή (σημείο 5). Σχηματικά, όλα τα παραπάνω φαίνονται στην εικόνα που ακολουθεί:



Εικόνα 4.8 Διάγραμμα κύκλου ORC

Επίσης, μία ακόμη βασική παρατήρηση, είναι πως η άτρακτος πλέον, δεν περιλαμβάνει στρόβιλο-γεννήτρια, όπως στην εικόνα 4.4, αλλά στην παρούσα εργασία πρόκειται για άτρακτο όπου περιλαμβάνει στρόβιλο, γεννήτρια αλλά και συμπιεστή με σκοπό τη συμπίεση του ψυκτικού μέσου για την παραγωγή ψύξης.

Επιπλέον, αξίζει να αναφέρουμε πως στο δοχείο αποθήκευσης, ένα μέρος της αποθηκευμένης θερμότητας, χρησιμοποιείται για εφαρμογή όπου απαιτείται θερμότητα υψηλής θερμοκρασίας.

Τέλος, παρατηρούμε και την προσθήκη ενός μικρού λέβητα βιομάζας, η χρήση του οποίου αποσκοπεί στον υβριδισμό του συστήματος σε περίπτωση όπου δεν επαρκεί η ηλιακή ενέργεια. Περαιτέρω ανάλυση θα γίνει σε παρακάτω ενότητα του ίδιου κεφαλαίου.

Συνεπώς, η μοντελοποίηση του συνολικού συστήματος γίνεται ως εξής:

Στο πρώτο τμήμα, όπου περιλαμβάνονται οι ηλιακοί συλλέκτες, το δοχείο αποθήκευσης και ο λέβητας ανάκτησης θερμότητας (ο λέβητας βιομάζας παρακάμπτεται σε αυτήν τη φάση της ανάλυσης), οι εξισώσεις που το διέπουν είναι ίδιες με αυτές που εξηγήθηκαν παραπάνω. Για τους συλλέκτες ισχύουν οι εξισώσεις (4.1)-(4.9), για το δοχείο αποθήκευσης οι (4.10)-(4.20) και για τον λέβητα ανάκτησης θερμότητας οι (4.21)-(4.26).

Επίσης, για το σύστημα ψύξης, ισχύουν και πάλι οι παραπάνω εξισώσεις (4.32)-(4.36). Μόνο που στην περίπτωση του συνολικού συστήματος, η κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος ($P_{el,c}$), προέρχεται λόγω της σύζευξης του συμπιεστή με το στρόβιλο ως μηχανικής ισχύς, κι όχι ως ηλεκτρική. Και επίσης, τα σημεία 1,2,3 και 4 στις εξισώσεις (4.32)-(4.36) τα μετατρέπουμε σε 1c,2c,3c και 4c, αντίστοιχα, με σκοπό να μη δημιουργηθεί σύγχυση με τα ανάλογα σημεία του ORC.

Όσον αφορά, τώρα, το σύστημα ORC, ισχύουν οι εξισώσεις (4.27)-(4.31), με μία μόνο διαφοροποίηση. Η εξίσωση (4.30), που αναφέρεται στην ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύ που παράγεται διαφοροποιείται ως εξής, λόγω και της σύζευξης του συμπιεστή στον άξονα:

$$P_{el} = \eta_g \cdot \left(\eta_m \cdot P_{turbine} - \frac{P_{el,c}}{\eta_m} \right), \quad (4.37)$$

Επιπλέον, λόγω εκμετάλλευσης θερμότητας πριν τον συμπυκνωτή 1, προκύπτει η παραγωγή θερμότητας (Q_{h1}):

$$Q_{h1} = \dot{m}_o \cdot (h_4 - h_5), \quad (4.38)$$

Αλλά και θερμότητα συμπύκνωσης (Q_{c1}) που απορρίπτεται στο περιβάλλον:

$$Q_{c1} = \dot{m}_o \cdot (h_5 - h_1), \quad (4.39)$$

Τέλος, στο σημείο αυτό, ορίζεται ο ενεργειακός και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης [4.10] όλου του συστήματος ως εξής:

$$\eta_{en} = \frac{P_{el} - P_{pump} + Q_e + Q_{h1} + Q_{h2}}{Q_{sol}}, \quad (4.40)$$

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el} - P_{pump} + Q_e \cdot \left(\frac{T_{am}}{273 + T_e} - 1 \right) + Q_{h1} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{273 + T_{h1}} \right) + Q_{h2} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{273 + T_{h2}} \right)}{Q_{sol} \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_{am}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right)}, \quad (4.41)$$

Όπου T_{am} σε Κ.

Δύο σημαντικά ακόμα μεγέθη που χρησιμοποιήθηκαν κατά τη μελέτη του συστήματος, ως βασικοί παράμετροι για τη βελτιστοποίηση ολόκληρου του συστήματος, είναι οι συντελεστές a και b.

Ο συντελεστής a, είναι ένα αδιάστατο μέγεθος που εκφράζει την κλίση της καμπύλης του ελαίου στο διάγραμμα T-Q (εικόνα 4.3), με σταθερό σημείο το Pinch Point που επιλέχθηκε αρχικά (T^* - εικόνα 4.3). Παρακάτω δίνεται ο ορισμός του a:

$$a = \frac{T_{lin} - T_{lin,min}}{T_{lin,max} - T_{lin,min}}, \quad (4.42)$$

Όπου η ελάχιστη δυνατή θερμοκρασία εισόδου $T_{lin,min}$ στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας, θα πρέπει να είναι κατά $PP=10\text{ K}$ μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού, δηλαδή:

$$T_{lin,min} = T_{sat} + \Delta T_{sh} + PP, \quad (4.43)$$

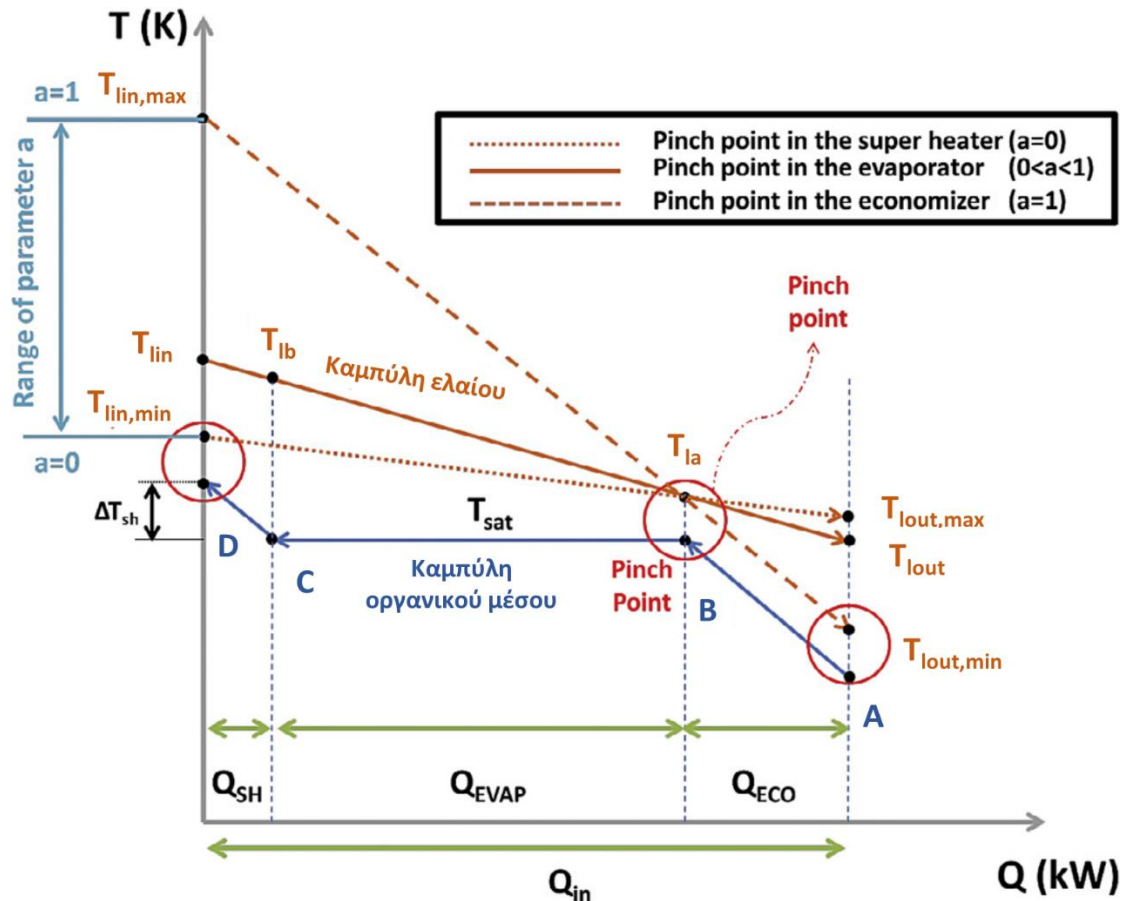
Όπου T_{sat} η θερμοκρασία ατμοποίησης του οργανικού μέσου και ΔT_{sh} η αύξηση της θερμοκρασίας του κορεσμένου ατμού λόγω υπερθέρμανσης.

Επίσης, η μέγιστη δυνατή θερμοκρασία εισόδου $T_{lin,max}$ στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε η θερμοκρασία εξόδου T_{lout} από τον λέβητα να ελαχιστοποιείται στην οριακή τιμή 10 K (PP) πάνω από τη θερμοκρασία εισόδου του υπόψυκτου οργανικού μέσου στον λέβητα. Από ισολογισμό ενέργειας στον λέβητα προκύπτει:

$$T_{lin,max} = T_A + PP + (T_{sat} - T_A) \cdot \frac{h_D - h_A}{h_B - h_A}, \quad (4.44)$$

Όπου τα σημεία A,B,D φαίνονται στην εικόνα 4.9 παρακάτω.

Παρακάτω, δίνεται ένα διάγραμμα όπου φαίνονται όλα τα παραπάνω αλλά και η κλίση της ευθείας του ελαίου ανάλογα με την τιμή του a :



Εικόνα 4.9 Διάγραμμα μεταβολής του a και της κλίσης [4.3]

Ο συντελεστής b , είναι επίσης ένα αδιάστατο μέγεθος που εκφράζει τη συσχέτιση της μέγιστης πίεσης λειτουργίας του ORC (πίεση στον ατμοποιητή) μέσα σε ένα εύρος πιέσεων, μεταξύ ελάχιστης δυνατής και μέγιστης. Ακολουθεί ο ορισμός του b :

$$b = \frac{p - p_{min}}{p_{max} - p_{min}}, \quad (4.45)$$

Όπου p_{min} η ελάχιστη πίεση του συστήματος όπου ισούται με [4.3]:

$$p_{min} = 1.05 \cdot p_{cond}, \quad (4.46)$$

Με p_{cond} η πίεση στην οποία λειτουργεί ο συμπυκνωτής του ORC (μικρότερη πίεση στο σύστημα). Λαμβάνεται 5% παραπάνω η ελάχιστη πίεση από αυτήν του συμπυκνωτή, με σκοπό την σωστή και έγκυρη λειτουργία του ίδιου.

Επίσης, p_{max} η μέγιστη δυνατή πίεση που μπορεί να φτάσει το σύστημα και ισούται με:

$$p_{max} = 0.9 \cdot p_{crit}, \quad (4.47)$$

Με p_{crit} την πίεση στο κρίσιμο σημείο του οργανικού μέσου. Επίσης η p_{max} είναι μικρότερη την p_{crit} (επιλέγεται να είναι στο 90% της p_{crit}) για θέματα ασφάλειας της εγκατάστασης.

Παρατηρούμε πως όπως $b=0$, τότε το σύστημα λειτουργεί με λόγο πίεσης 0, εφόσον $p=p_{min}$ (δεν υφίσταται κύκλος ORC), ενώ όταν το $b=1$, αυτό σημαίνει πως ο κύκλος ORC λειτουργεί με το μέγιστο δυνατό λόγο πίεσης, καθώς $p=p_{max}$.

Στο επόμενο κεφάλαιο (5^ο), φαίνονται οι τιμές που λαμβάνουν οι δύο συντελεστές, ύστερα από βελτιστοποίηση.

Τέλος, αξίζει να αναφερθούν και οι εκτιμήσεις που έγιναν για ολόκληρο το σύστημα:

- Θεωρήθηκε πως η πτώση πίεσης σε όλους τους εναλλάκτες και σωληνώσεις είναι αμελητέα.
- Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου-άξονα (η_m) λήφθηκε ίσος με 0.98.
- Ο βαθμός απόδοσης της γεννήτριας (η_g) ίσος με 0.97.
- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ($\eta_{is,T}$) ίσος με 0.85. Διευκρινίζεται πως ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου του ORC ορίζεται ως:

$$\eta_{is,T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}}, \quad (4.48)$$

- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή του ψυκτικού κύκλου υπολογίζεται από τη σχέση [4.8]:

$$\eta_{is,c} = 0.874 - 0.0135 \cdot \frac{p_{2c}}{p_{1c}}, \quad (4.49)$$

Όπου p_{2c} και p_{1c} η μέγιστη και η ελάχιστη πίεση στο σύστημα ψύξης (σημεία 1c, 2c).

- Ο βαθμός απόδοσης της αντλίας (η_{motor}) ίσος με 0.75.
- Το Pinch Point (PP), όπως προαναφέρθηκε, ίσο με 10 K.
- Συντελεστής θερμικών απωλειών του δοχείου αποθήκευσης (U_T) ίσος με 0.5 W/m²K.
- Η συλλεκτική επιφάνεια (A_a) ίση με 70 m².

- Θερμοκρασία συμπύκνωσης ψυκτικού και οργανικού μέσου (T_c) ίση με 40°C .
- Η ψυκτική ισχύς του ψυκτικού κύκλου (Q_c) ίση με 5 kW στους $T_e=5^\circ\text{C}$.
- Η θερμότητα που λαμβάνεται κατ' ευθείαν από το δοχείο αποθήκευσης (Q_{h2}) ίση με 5 kW στους 150°C .
- Η παροχή του ελαίου μέσα από τους συλλέκτες (m_c) εκτιμήθηκε περί τα 2 kg/s [4.1].
- Η θερμοκρασία του ηλίου (T_{sun}) λαμβάνεται ίση με 5770 K [4.10].
- Οι θερμοκρασίες T_{h1} , T_{h2} στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, αποτελούν τις μέσες θερμοκρασίες από το σημείο 4 μέχρι το σημείο 5 (εικόνα 4.8) στην έξοδο του στροβίλου, και τη μέση θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης, αντίστοιχα. Πρακτικά οι τιμές των T_{h1} , T_{h2} θα έπρεπε να είναι 120 και 260°C περίπου, όμως θεωρητικά εμείς έχουμε υποβαθμίσει λίγο το σύστημα, άρα και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, καθώς έχουμε λάβει τιμές 50 και 150°C αντίστοιχα, με σκοπό να αυξηθεί η αξιοπιστία και η εγκυρότητά του.

Κατά τη μελέτη του συνολικού συστήματος, αρχικά έγινε μια ανάλυση και βελτιστοποίηση σε μόνιμες συνθήκες, με χρήση του λογισμικού EES, το οποίο εξηγείται σε επόμενη ενότητα.

Έτσι λοιπόν, αυτή η πρώτη μελέτη, μέσω του συγκεκριμένου προγράμματος, μας έδωσε κάποια αποτελέσματα. Αρχικά, οι παράμετροι εισόδου που δόθηκαν είναι οι εξής:

- Όλες οι εκτιμήσεις παραπάνω, περιλαμβάνονται ως τιμές εισόδου.
- Επίσης, ως είσοδο έχουμε χρησιμοποιήσει και τα εξής εργαζόμενα μέσα: Τολουένιο για το ORC, R600a για το σύστημα ψύξης και Therminol VP-1 το έλαιο στους συλλέκτες και το δοχείο. Ο λόγος επιλογής των συγκεκριμένων εργαζόμενων μέσων εξηγείται στο επόμενο κεφάλαιο.
- Επίσης, ως είσοδο, έχουμε θεωρήσει και μία τιμή του (G_b) ίση με 900 W/m^2 .

Οι παράμετροι εξόδου από το σύστημα σε μόνιμες συνθήκες είναι οι εξής:

- Το COP της ψυκτικής εγκατάστασης.
- Η ηλεκτρική ισχύς (P_{el}).
- Η θερμότητα στην εκτόνωση του στροβίλου Q_{h1} .
- Ο ενεργειακός (η_{en}) και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{ex}) όλης της εγκατάστασης.
- Μία εκτίμηση της χρηματοροής (Cash Flow – CF), η οποία αναλύεται στο επόμενο κεφάλαιο, μαζί με τα αποτελέσματα.

Από την ανάλυση και βελτιστοποίηση του συστήματος σε μόνιμες συνθήκες, θεωρήσαμε πως το σύστημα από την πλευρά του ORC και μετά, θα λειτουργεί σε σταθερές συνθήκες για λόγους ευστάθειας (όπως έχουμε ήδη αναφέρει). Σε επόμενη ενότητα (ενότητα 4.7), γίνεται ανάλυση και του δυναμικού συστήματος, καθώς και χρήση του λέβητα βιομάζας.

4.6 Μετεωρολογικά δεδομένα

Η ημερήσια διακύμανση της άμεσης ακτινοβολίας υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση [4.9]:

$$G_b = A \cdot \exp \left[-\frac{B}{\cos(\theta_z)} \right], \quad (4.50)$$

Οι συντελεστές A και B δίνονται από την βιβλιογραφία [4.9] και ποικίλουν ανάλογα με το μήνα. Αξίζει να αναφερθεί πως οι εν λόγω συντελεστές A, B αφορούν την περιοχή της Αθήνας, των οποίων οι τιμές δίνονται στον πίνακα 2.1. Επίσης η μεταβολή της άμεσης ακτινοβολίας κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα φαίνεται στα γραφήματα στην εικόνα 2.7.

Επίσης, η παραπάνω σχέση (4.50) ισχύει για τις ώρες της ηλιοφάνειας, δηλαδή από την ώρα που ξεκινά η ηλιοφάνεια (12:00 - $N_D/2$) μέχρι και την ώρα που τελειώνει (12:00 + $N_D/2$), με N_D η διάρκεια της ημέρας σε ώρες (h) η οποία δίνεται από την παρακάτω σχέση [4.5]:

$$N_D = \frac{2}{15} \cdot \arccos(-\tan(\varphi) \cdot \tan(\delta)), \quad (4.51)$$

Αξίζει να αναφερθεί πως η μέγιστη τιμή της ημερήσιας άμεσης ακτινοβολίας, επιτυγχάνεται στις 12:00 (ηλιακός χρόνος) και υπολογίζεται από τη σχέση:

$$G_b = A \cdot \exp \left[-\frac{B}{\cos(\varphi - \delta)} \right], \quad (4.52)$$

Η ημερήσια διακύμανση της θερμοκρασίας για τη μέση ημέρα κάθε μήνα δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$T_{am} = T_{am,m} + \frac{DR}{2} \cdot \cos \left(2\pi \cdot \frac{t_h - t_{h,max}}{24} \right), \quad (4.53)$$

Οι τιμές $T_{am,m}$ και DR έχουν ληφθεί από την βιβλιογραφία [4.9] και δίνονται στον πίνακα 2.1. Επίσης t_h ο ηλιακός χρόνος σε ώρες (h) και $t_{h,max}$ ορίζεται η ώρα όπου επικρατεί μέγιστη θερμοκρασία κι έχει επιλεγεί να είναι στις 14 h. Επίσης, το διάγραμμα όπου φαίνεται η διακύμανση της θερμοκρασίας για τη μέση μέρα κάθε μήνα δίνεται στο δεύτερο κεφάλαιο στην εικόνα 2.6.

4.7 Ανάλυση δυναμικού συστήματος

Όπως έχουμε προαναφέρει και παραπάνω, το σύστημα ORC, και κατ' επέκταση και το σύστημα ψύξης, λειτουργούν υπό σταθερές συνθήκες εισόδου, ανεξάρτητα από την ηλιοφάνεια. Σκοπός αυτού, ήταν η ευστάθεια ως προς την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας αλλά και ψύξης. Βέβαια, για την επίτευξη σταθερής θερμοκρασίας εισόδου του ελαίου στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας, γίνεται και χρήση ενός λέβητα βιομάζας, όπως φαίνεται και στην εικόνα 4.7. Με άλλα λόγια, αν θεωρήσουμε σταθερή παροχή του ελαίου από το δοχείο στον λέβητα ανάκτησης, τότε, αν για παράδειγμα η απαιτούμενη θερμοκρασία του ελαίου είναι 350°C για τη σωστή λειτουργία του ORC, τότε αν αυτή επιτυγχάνεται από τους ηλιακούς συγκεντρωτικούς συλλέκτες στο δοχείο, ο λέβητας βιομάζας μένει ανενεργός. Αν όμως, είναι μικρότερη των 350°C, τότε γίνεται μερική χρήση του λέβητα βιομάζας μέχρι την αύξηση της θερμοκρασίας του ελαίου στους 350°C. Επίσης, σε περίπτωση νυκτός, ο λέβητας βιομάζας λειτουργεί σχεδόν σε μέγιστο φορτίο, καθώς δεν υπάρχει ηλιακή ακτινοβολία. Άρα, η μελέτη του δυναμικού συστήματος, έγκειται στην λειτουργία και απόδοση των συλλεκτών, καθώς και πότε θα γίνεται μερική ή πλήρης χρήση του λέβητα βιομάζας.

Για την μελέτη του δυναμικού συστήματος, χρησιμοποιήθηκε η γλώσσα προγραμματισμού Fortran .95, η οποία αναλύεται σε παρακάτω ενότητα.

Αρχικά, ως παράμετροι εισόδου στο πρόγραμμα, δόθηκαν οι συντελεστές A και B για τον υπολογισμό της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας για τη μέση ημέρα κάθε μήνα, η διάρκεια (N_D) της μέσης ημέρας κάθε μήνα σε (sec), η μέση θερμοκρασία ($T_{am,m}$) και η διακύμανσή της (DR) για τη μέση μέρα κάθε μήνα, καθώς επίσης και η μέση μέρα κάθε μήνα. Οι τιμές όλων των παραπάνω μεγεθών φαίνονται στον πίνακα 2.1 στο 2^ο κεφάλαιο. Αξίζει να αναφερθεί, πως η μέση μέρα κάθε μήνα εισάγεται ως εξής στο πρόγραμμα:

- Από τον πίνακα 2.1, βλέπουμε πως η μέση μέρα του Ιανουαρίου είναι 17.
- Για τον Φεβρουάριο είναι 16.
- Στο πρόγραμμα λοιπόν, η τιμή της μέσης μέρας για τον πρώτο μήνα (Ιανουάριο) θα είναι 17, ενώ η τιμή για τον δεύτερο μήνα (Φεβρουάριο) θα είναι $17+16=33$.
- Για τον Μάρτιο, $33+16=49$.
- Ίδια τακτική ακολουθείται και για τους υπόλοιπους μήνες.

Επίσης, ως παράμετροι εισόδου, δόθηκαν επίσης,

- Η συλλεκτική επιφάνεια (A_a) ίση με 70 m^2 – Πίνακας 4.1.
- Η τιμή της ώρας ($t_{h,max}=14 \text{ h}$) όπου παρατηρείται μεγιστοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας σε (sec).
- Το χρονικό βήμα (Δt) για την επίλυση του δυναμικού συστήματος, το οποίο ορίστηκε στα 10 sec.
- Το γεωγραφικό πλάτος (φ) ίσο με 38° .
- Η παροχή του ελαίου μέσα από τους συλλέκτες (m_c) ίση με 2 kg/s .
- Η παροχή του ελαίου από το δοχείο προς τον λέβητα ανάκτησης θερμότητας (m_l), η οποία υπολογίστηκε από τη μελέτη του συνολικού συστήματος σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης και λαμβάνεται ίση με 0.17 kg/s .
- Ο συντελεστής θερμικών απωλειών του δοχείου (U_l) ίσος με $0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$.
- Ο όγκος του δοχείου (V) ίσος με 0.5 m^3 . Αιτιολογείται στο επόμενο κεφάλαιο η επιλογή της παραπάνω τιμής για το δοχείο.
- Η διάμετρος του δοχείου (D) να είναι ίση με το μήκος του (L).
- Αρχικοποίηση όλων των θερμοκρασιών κάθε ζώνης (T_{st1} , T_{st2} , T_{st3}) στην τιμή των $225 \text{ }^\circ\text{C}$. Αποδεικνύεται από τον κώδικα της Fortran, πως για όλους τους μήνες, η θερμοκρασία τις νυχτερινές και πρωινές ώρες συγκλίνει σε τιμές των παραπάνω θερμοκρασιών από $220\text{-}230^\circ\text{C}$. Συνεπώς, καθώς ο κώδικας ξεκινά από τα μεσάνυχτα ($t=0 \text{ sec}$), αυτό σημαίνει πως το δοχείο θα βρίσκεται κοντά στους 225°C με πολύ μικρό σφάλμα στα αποτελέσματά μας.
- Η θερμότητα που λαμβάνεται από το δοχείο (Q_{h2}) ίση με 5 kW .

Με τις παραπάνω εισόδους, τρέχουμε τον κώδικα για κάθε μέση μέρα κάθε μήνα (για όλη τη διάρκεια της ημέρας), και τελικά οι παράμετροι εξόδου για κάθε μήνα υπολογίζονται, παρακάτω, αφού πρώτα υπολογιστούν τα εξής:

- Η ηλιακή απόκλιση (δ) της μέσης ημέρας κάθε μήνα βάσει της σχέσης (4.7).
- Η αρχή και το πέρας της ημέρας κάθε μήνα.

- Η θερμοκρασία (T_{am}) σε °C κάθε στιγμή σε κάθε χρονικό (Δt) κατά τη διάρκεια της ημέρας βάσει της σχέσης (4.53).
- Η ωριαία γωνία (ω) κάθε στιγμή κατά τη διάρκεια της ηλιοφάνειας βάσει της σχέσης (4.9).
- Η γωνία ζενίθ (θ_z) κάθε στιγμή κατά τη διάρκεια της ηλιοφάνειας βάσει της σχέσης (4.8).
- Η γωνία πρόσπτωσης (θ) αντίστοιχα βάσει της σχέσης (4.6).
- Ο συντελεστής $K(\theta)$ βάσει της σχέσης (4.5).

Συνεπώς, αφού υπολογιστούν και τα παραπάνω, προκύπτουν οι εξής έξοδοι κάθε χρονική στιγμής κατά την διάρκεια της ημέρας:

- Η ισχύς του λέβητα βιομάζας (Q_{aux}) σε W τις ώρες εκείνες που δεν αρκεί η ηλιακή ενέργεια για θέρμανση του ελαίου. Διευκρινίζεται πως η ισχύς του λέβητα δίνεται από τη σχέση:

$$Q_{aux} = \dot{m}_l \cdot c_p \cdot (T'_{lin} - T_{lin}), \quad (4.54)$$

Όπου T'_{lin} , η θερμοκρασία που απαιτείται για την εύρυθμη λειτουργία του ORC στην έξοδο του λέβητα βιομάζας, και T_{lin} , η θερμοκρασία εξόδου από το δοχείο. Γίνεται φανερό, πως σε περίπτωση που οι δύο θερμοκρασίες ταυτίζονται, η ισχύς του λέβητα μηδενίζεται καθώς ικανοποιούνται οι ανάγκες του ORC.

Αξίζει να αναφερθεί επίσης, σε αυτό το σημείο, πως κατά τη μελέτη του συνολικού συστήματος σε μόνιμες συνθήκες, δώσαμε τιμή στην άμεση ηλιακή ακτινοβολία (G_b) – βλέπε ενότητα 4.5, λίγο μεγαλύτερη από τη μέγιστη όλου του έτους, με στόχο να υπολογίσουμε τη θερμοκρασία T_{lin} λίγο μικρότερη από αυτήν που χρειαζόμαστε στην πράξη με σκοπό να μη χρειαστεί περαιτέρω σύστημα ελέγχου σε περίπτωση που η εν λόγω θερμοκρασία έφτανε σε μεγάλα επίπεδα. Συνεπώς, γίνεται φανερό πως ο λέβητας βιομάζας, ακόμα και το μεσημέρι όλων των μηνών, θα λειτουργεί μεν, αλλά σε πολύ χαμηλό φορτίο δε.

- Η ισχύς ανά τετραγωνικό μέτρο (W/m^2) της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας (G_b) βάσει της σχέσης (4.50).
- Ο θεωρητικός στιγμιαίος θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη ($\eta_{th,c}$) βάσει της σχέσης (4.4).
- Η ισχύς του ήλιου που δεσμεύεται από τους συλλέκτες (Q_{sol}) σε W, βάσει της σχέσης (4.1).
- Η πραγματική αποδιδόμενη ισχύς στο έλαιο, και κατ' επέκταση στο σύστημα, (Q_u) σε W, βάσει των σχέσεων (4.2, 4.3).
- Οι τιμές των θερμοκρασιών σε κάθε ζώνη του δοχείου αποθήκευσης (T_{st1} , T_{st2} , T_{st3}) βάσει των σχέσεων (4.11, 4.12, 4.13) αντίστοιχα.

Σε αυτό το σημείο υπολογισμού των τριών θερμοκρασιών, αξίζει να αναφερθεί πως στον όρο $\frac{dT_{st}}{dt}$, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος των πεπερασμένων διαφορών για την επίλυση της διαφορικής. Με άλλα λόγια, ο όρος μετατράπηκε ως εξής:

$$\frac{dT_{st}}{dt} = \frac{T_{st}(i+1) - T_{st}(i)}{\Delta t}, \quad (4.55)$$

Όπου $T_{st}(i)$ η θερμοκρασία κάθε ζώνης πριν, και $T_{st}(i+1)$ η αμέσως επόμενη θερμοκρασία κατά το χρονικό διάστημα Δt . Δηλαδή, πόσο αυξήθηκε ή μειώθηκε η θερμοκρασία κάθε ζώνης σε χρονικό βήμα Δt .

Τέλος, καθώς προστέθηκε και ο λέβητας βιομάζας στο σύστημα, πλέον ο ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης (σχέσεις (4.40) και (4.41) αντίστοιχα), μετατρέπονται λίγο ως εξής:

$$\eta_{en} = \frac{P_{el} - P_{pump} + Q_e + Q_{h1} + Q_{h2}}{Q_{sol} + Q_B}, \quad (4.56)$$

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el} - P_{pump} + Q_e \cdot \left(\frac{T_{am}}{273 + T_e} - 1 \right) + Q_{h1} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{273 + T_{h1}} \right) + Q_{h2} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{273 + T_{h2}} \right)}{Q_{sol} \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_{am}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right) + Q_B}, \quad (4.57)$$

Όπου Q_B , η πραγματική ισχύς του λέβητα βιομάζας, καθώς ορίζεται και ένας βαθμός απόδοσης του λέβητα (η_B) ίσος με 0.9.

Άρα, εν τέλει για τον λέβητα βιομάζας ισχύει:

$$\eta_B = \frac{Q_{aux}}{Q_B}, \quad (4.58)$$

4.8 Βελτιστοποίηση – Pareto

Το πρόγραμμα EES, είχε τη δυνατότητα να προσφέρει βελτιστοποιήσεις ενός ή και πολλών παραμέτρων. Έτσι έγινε και με τους συντελεστές a, b (σχέσεις (4.42) και (4.45)), όπου και τελικά καταλήξαμε στις τιμές 0, 1 αντίστοιχα. Περισσότερες λεπτομέρειες για τις δύο παραμέτρους βλέπουμε στο κεφάλαιο 5.

Επιπλέον, έγιναν και κάποιες ακόμα βελτιστοποιήσεις, όπως για παράδειγμα για τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης του οργανικού μέσου (ΔT_{sh}) ή και ακόμα και για το ίδιο το εργαζόμενο μέσο συγκριτικά με διάφορα άλλα. Σε αυτήν την περίπτωση, είτε έγινε επιλογή με βάση μία παράμετρο (για παράδειγμα, μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης), ή και με δύο παραμέτρους. Για τη βελτιστοποίηση δύο παραμέτρων, χρησιμοποιήθηκε το λεγόμενο Pareto (έγινε αναφορά και στο 3^ο κεφάλαιο). Πρόκειται για μία μέθοδο, που στόχο έχει τη βελτιστοποίηση και των δύο παραμέτρων ταυτόχρονα. Με άλλα λόγια, δημιουργείται ένα διάγραμμα με πολλά σημεία, στο οποίο παίρνουμε τις μέγιστες τιμές των ακραίων σημείων, φέρνουμε παράλληλες από τα σημεία αυτά στους δύο άξονες, και στο σημείο τομής, προσπαθούμε να βρούμε το σημείο εκείνο που απέχει τη μικρότερη απόσταση. Περισσότερες λεπτομέρειες φαίνονται και στο κεφάλαιο 3, στις εικόνες 3.17 και 3.18.

4.9 Λογισμικά EES (Engineering Equation Solver) – Fortran

Για την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας, έγινε χρήση δύο λογισμικών για την διεκπεραίωση των αποτελεσμάτων.

4.9.1 Λογισμικό EES (Engineering Equation Solver)

Το πρώτο πρόγραμμα που χρησιμοποιήθηκε για την ανάλυση και τη βελτιστοποίηση του συστήματος σε μόνιμες συνθήκες, είναι το EES [4.11].

Πρόκειται για ένα εμπορικό πρόγραμμα που χρησιμοποιείται για ταυτόχρονη λύση μη γραμμικών συστημάτων. Συγκεκριμένα, μας διευκολύνει στη λύση πολύπλοκων συστημάτων, που για να λυθούν διαφορετικά, θα χρειαζόταν επαναληπτική διαδικασία και αρκετό χρόνο δημιουργίας των κατάλληλων κωδίκων σε διάφορες γλώσσες προγραμματισμού.

Επίσης, περιλαμβάνει πίνακες, όπου μπορεί να γίνει παραμετρική ανάλυση ή και σύγκριση ενός αριθμού μεταβλητών. Επιπλέον, είναι χρήσιμοι και για τη δημιουργία διαγραμμάτων. Ένα σημαντικό προτέρημα, είναι πως σε περίπτωση που αλλαχθούν τα δεδομένα ή ο κώδικας, οι πίνακες ανανεώνονται αυτόματα.

Το πιο σημαντικό εργαλείο του EES, είναι η δυνατότητα βελτιστοποίησης ενός ή περισσότερων παραμέτρων. Δηλαδή, είναι δυνατόν να μεγιστοποιηθεί ή να ελαχιστοποιηθεί μία παράμετρος, επηρεάζοντας ταυτόχρονα και κάποιες άλλες τιμές διαφορετικών μεταβλητών. Επίσης, γίνεται δυνατή και η βελτιστοποίηση πολλών παραμέτρων ταυτόχρονα. Αξίζει να αναφερθεί, πως η βελτιστοποίηση στο EES επιτυγχάνεται με κάποιες από τις παρακάτω μεθόδους:

- Μέθοδος συζυγών κατευθύνσεων (Conjugate directions method)
- Μέθοδος μεταβλητής μητρικής (Variable metric method)
- Μέθοδος Nelder-Mead Simplex
- Μέθοδος άμεσων αλγορίθμων (DIRECT algorithm)
- Μέθοδος γενετικών αλγορίθμων (Genetic algorithm)

Τέλος, το EES, προσφέρει στον χρήστη την επιλογή των ορίων ενός μεγέθους ή και να καθορίσει κάποια όρια ή περιορισμούς.

4.9.2 Μελέτη δυναμικού συστήματος με χρήση της γλώσσας προγραμματισμού Fortran

Για την ανάλυση του δυναμικού – χρονομεταβαλλόμενου συστήματος, έγινε χρήση της γλώσσας προγραμματισμού Fortran .95.

Πρόκειται για μία απλή γλώσσα προγραμματισμού. Έχει περιορισμένες βιβλιοθήκες εντολών σε σχέση με άλλες γλώσσες προγραμματισμού, κυρίως λόγω του γεγονότος πως πρόκειται για σχετικά «παλαιά» γλώσσα προγραμματισμού. Ωστόσο, για προβλήματα χρονομεταβαλλόμενα που απαιτούνται αρκετές επαναλήψεις, ενδείκνυται και είναι ακριβής στους υπολογισμούς.

Η δομή της είναι αρκετά απλή, με απλές εντολές και απλή διατύπωση των μεταβλητών. Ένα επίσης πλεονέκτημα είναι πως πρόκειται για μία «γλώσσα» η οποία είναι αρκετά «συνεργάσιμη» με τον υπολογιστή, καθώς δε δεσμεύει μεγάλους πόρους από τον υπολογιστή σε προβλήματα όπως το δικό μας.

Τέλος, αξίζει να γίνει και μία αναφορά στο προγραμματιστικό περιβάλλον excel, καθώς ήταν το εργαλείο για τη δημιουργία πολλών διαγραμμάτων αλλά και υπολογισμού βασικών εξισώσεων, αλλά και καθώς ήταν το μέσο αξιοποίησης των αποτελεσμάτων που προέρχονται από την Fortran.

Βιβλιογραφία 4^ο κεφαλαίου

- [4.1] E. Bellos, C. Tzivanidis, V. Belessiotis, «Daily performance of parabolic trough solar collectors», *Solar Energy*, 2017;158:663-678
- [4.2] S. Pavlovic, A. M. Daabo, E. Bellos, V. Stefanovic, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, «Experimental and numerical investigation on the optical and thermal performance of solar parabolic dish and corrugated spiral cavity receiver», *Journal of Cleaner Production*, 2017;150:75-92
- [4.3] E. Bellos, C. Tzivanidis, «Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump», *Journal of Cleaner Production*, 2017;161:493-509
- [4.4] «Σημειώσεις Ψύξης (Α' και Β' Μέρος)», Σ. Χατζηδάκης, Πανεπιστημιακές εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα 2003
- [4.5] «Θερμικά – Ηλιακά Συστήματα (Μέρος πρώτο)», Κ. Α. Αντωνόπουλος, Πανεπιστημιακές εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα 2015
- [4.6] «Ενεργειακή αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας βιομηχανικών διεργασιών», Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., Ευάγγελος Α. Μπέλος
- [4.7] «Solar Engineering of Thermal Processes», 4th Edition, John. A. Duffie, William A. Beckman, University of Wisconsin-Madison
- [4.8] O. Brunin, M. Feidt, B. Hivet, «Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump», *International Journal of Refrigeration* 1997;20(5):308-318
- [4.9] D. A. Kouremenos, K. A. Antonopoulos, E. S. Domazakis, «Solar radiation correlations for the Athens, Greece, area», *Sol. Energy* 1985;35:259–269.
- [4.10] R. Petela, «Exergy of undiluted thermal radiation», *Solar Energy*, 2003;74(6):469-488
- [4.11] F-Chart Software, Engineering Equation Solver (EES);2015. Available at: <http://www.fchart.com/ees>

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

5.1 Αποτελέσματα προ-μελέτης

Πριν προχωρήσουμε στα τελικά αποτελέσματα, καλό είναι να γίνει μία αναφορά σε κάποια αποτελέσματα που έγιναν πριν την τελική μελέτη τόσο ως προς την εγκυρότητα των αποτελεσμάτων όσο και στη σύγκριση μεταξύ διάφορων εργαζόμενων μέσων. Επίσης, μία μικρή αναφορά γίνεται και στην παραμετρική ανάλυση του συστήματος.

5.1.1 Validation – Εγκυρότητα

Αρχικά, κατά τη μελέτη των αρχικών υποσυστημάτων έγινε ένας έλεγχος ως προς την εγκυρότητα των αποτελεσμάτων.

Για το σύστημα ORC, αφού αναλύθηκε και μοντελοποιήθηκε, προέκυψαν τα εξής αποτελέσματα ως προς τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης του κύκλου (η_{th}), συγκριτικά με τη βιβλιογραφία [5.1]:

	Μοντέλο	Βιβλιογραφία	Απόκλιση
toluene	0.2365	0.2341	1.03%
cyclohexane	0.2593	0.2536	2.25%
mm	0.2342	0.2316	1.12%
water	0.2178	0.2155	1.07%
isohexane	0.2149	0.2125	1.13%
mdm	0.1977	0.1957	1.02%
n-pentane	0.1821	0.18	1.17%
isopentane	0.1734	0.1714	1.17%

Πίνακας 5.1 Αποτελέσματα σύγκρισης ενεργειακού βαθμού απόδοσης μοντέλου με τη βιβλιογραφία [5.1]

Όμοια, για τον ψυκτικό κύκλο με μηχανική συμπίεση ατμών, ακολουθήθηκε παρόμοια διαδικασία, όπου σε αυτή την περίπτωση γίνεται σύγκριση του COP και P_{el} με τη βιβλιογραφία για συγκεκριμένο ψυκτικό μέσο [5.2]:

	Μοντέλο	Βιβλιογραφία	Απόκλιση
COP	6.121	6.061	0.98%
P_{el} (kW)	8.169	8.25	0.99%

Πίνακας 5.2 Αποτελέσματα σύγκρισης μοντέλου με βιβλιογραφία για τον ψυκτικό κύκλο [5.2]

5.1.2 Επιλογή εργαζόμενων μέσων

Όσον αφορά του συλλέκτες PTC, το εργαζόμενο μέσο που επιλέξαμε είναι το Therminol VP1, καθώς λειτουργεί με ασφάλεια υπό συνθήκες θερμοκρασίας μέχρι 400°C αλλά και χωρίς να μεταβάλλονται οι ιδιότητές του [5.3].

Για το σύστημα ORC, έγινε μια ανάλυση ανάμεσα σε 6 οργανικά εργαζόμενα μέσα. Το κριτήριο επιλογής του οργανικού μέσου ήταν ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Γι' αυτό και τελικά επιλέχθηκε το τολουένιο, το οποίο είχε και τον υψηλότερο εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Επίσης, ικανοποιητικά χαρακτηριστικά έχει και το κυκλοεξάνιο.

Παρακάτω ακολουθεί σύγκριση των δύο μέσων. Ακολουθεί ένας πίνακας με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την ανάλυση κάθε οργανικού μέσου, μέσω του EES. Αξίζει να αναφέρουμε, πως σε κάθε περίπτωση η ανάλυση έγινε σε ολόκληρο το σύστημα και όχι μεμονωμένα στο σύστημα ORC. Ακολουθεί ο πίνακας:

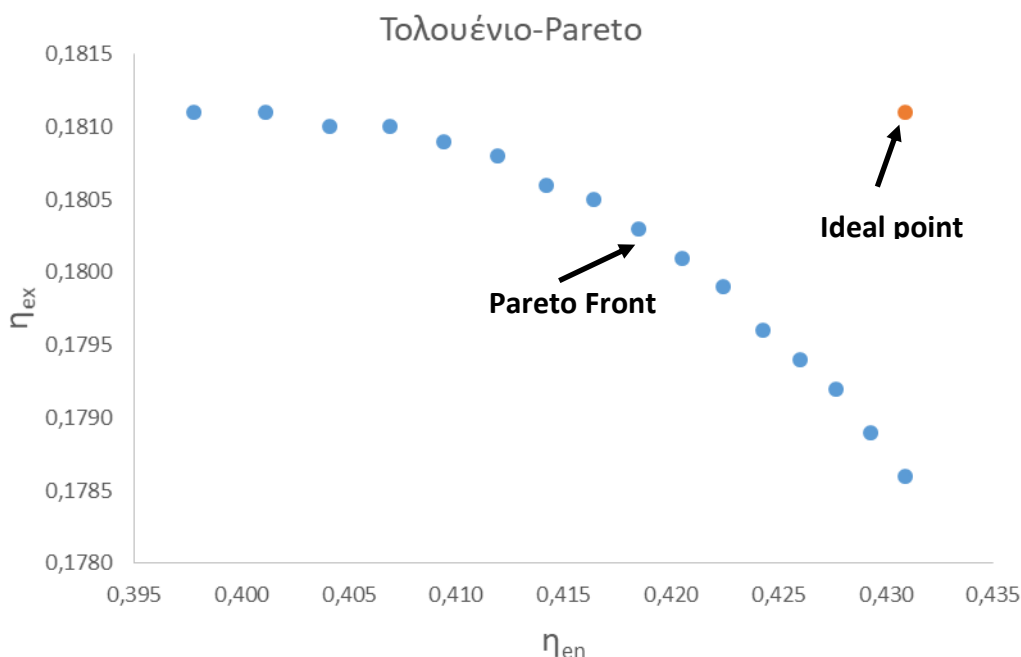
	ΔT_{sh} (K)	Q_{h1} (kW)	P_{net} (kW)	η_{en}	η_{ex}
toluene	28.99	8.113	8.121	0.4164	0.1805
n-octane	23.74	13.5	6.319	0.4734	0.1569
MDM	21.11	17.94	4.789	0.5195	0.1366
cyclohexane	26.36	10.05	7.187	0.4323	0.1671
n-heptane	23.74	12.31	6.293	0.4541	0.1548
MM	23.74	15.3	5.106	0.4827	0.1386

Πίνακας 5.3 Σύγκριση εργαζόμενων μέσων στον κύκλο ORC

Όπου P_{net} διέπεται από την σχέση:

$$P_{net} = P_{el} - P_{pump} , \quad (5.1)$$

Αξίζει να αναφερθεί, πως κάθε μέσο χωριστά, μελετήθηκε σε ένα εύρος ΔT_{sh} , όπου επιλέχθηκε κάθε φορά η τιμή του ΔT_{sh} στο σημείο εκείνο που βρίσκεται πιο κοντά στο «σημείο ισορροπίας» του Pareto (εικόνα 3.18). Για παράδειγμα, παρακάτω φαίνεται το Pareto, για το τολουένιο:



Εικόνα 5.1 Διάγραμμα – Pareto ενεργειακού – εξεργειακού βαθμού απόδοσης για το τολουένιο

Το κριτήριο ελαχιστοποίησης της απόστασης του σημείου εκείνου που βρίσκεται πιο κοντά στο ιδανικό σημείο είναι το εξής:

$$F = \sqrt{\left(\frac{\eta_{ex}-\eta_{ex,max}}{\eta_{ex,max}-\eta_{ex,min}}\right)^2 + \left(\frac{\eta_{en}-\eta_{en,max}}{\eta_{en,max}-\eta_{en,min}}\right)^2}, \quad (5.2)$$

Με βάση το παραπάνω κριτήριο, στον πίνακα 5.3, φαίνεται το βέλτιστο σημείο για κάθε οργανικό εργαζόμενο μέσο.

Τέλος, όσον αφορά το σύστημα ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών, ως ψυκτικό μέσο επιλέχθηκε το R600a. Ακολουθεί ένας πίνακας που γίνεται σύγκριση των ψυκτικών μέσων που εξετάστηκαν σε συνεργασία με ολόκληρο το σύστημα:

	η_{en}	η_{ex}	P_{net} (kW)	COP	ODP	GWP
R410a	0.4071	0.1795	8.111	5.110	0	2088
R134a	0.4081	0.1806	8.175	5.467	0	1430
R32	0.4077	0.1802	8.149	5.317	0	675
R404a	0.4064	0.1788	8.068	4.890	0	3922
R141b	0.4091	0.1817	8.238	5.882	0.120	725
R124	0.4083	0.1808	8.188	5.548	0.022	609
R125	0.4056	0.1780	8.020	4.669	0	3500
R13B1	0.4061	0.1784	8.048	4.795	16	7140
R143a	0.4068	0.1792	8.093	5.016	0	4470
R161	0.4084	0.1810	8.195	5.592	0	12
R22	0.4082	0.1808	8.183	5.518	0.050	1810
R290	0.4079	0.1804	8.163	5.396	0	3.3
R407c	0.4049	0.1772	7.975	4.481	0	1774
R423a	0.4069	0.1794	8.103	5.066	0	2280
R500	0.4083	0.1808	8.188	5.548	0.738	8.077
R600	0.4086	0.1812	8.208	5.675	0	4
R600a	0.4084	0.1809	8.193	5.581	0	3

Πίνακας 5.4 Σύγκριση μεταξύ διάφορων ψυκτικών μέσων

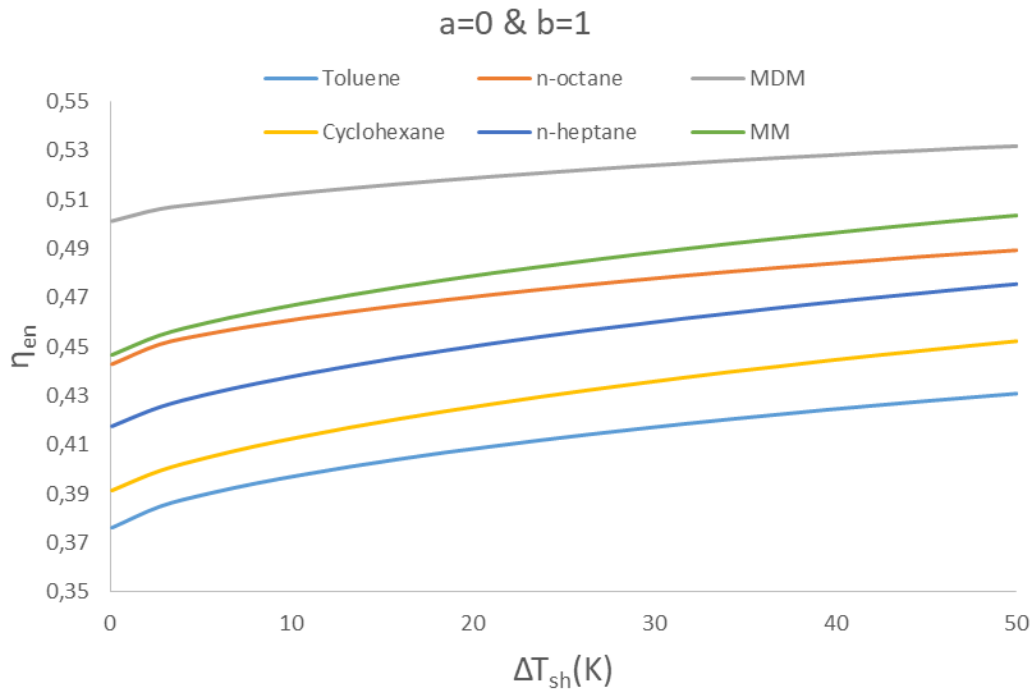
Παρατηρούμε πως το καλύτερο μέσο από ενεργειακή και θερμοδυναμική σκοπιά είναι το R141b, όμως έχει πολύ υψηλό GWP. Δεύτερο προτιμότερο είναι το R600a, το οποίο και επιλέγεται καθώς είναι φιλικό ως προς το περιβάλλον, αλλά και αρκετά διαδεδομένο ευρέως. Το ψυκτικό μέσο R600 απορρίφθηκε καθώς έχει GWP μεγαλύτερο του R600a, παρόλο που θερμοδυναμικά είναι οριακά καλύτερο.

5.1.3 Παραμετρική ανάλυση – αποτελέσματα

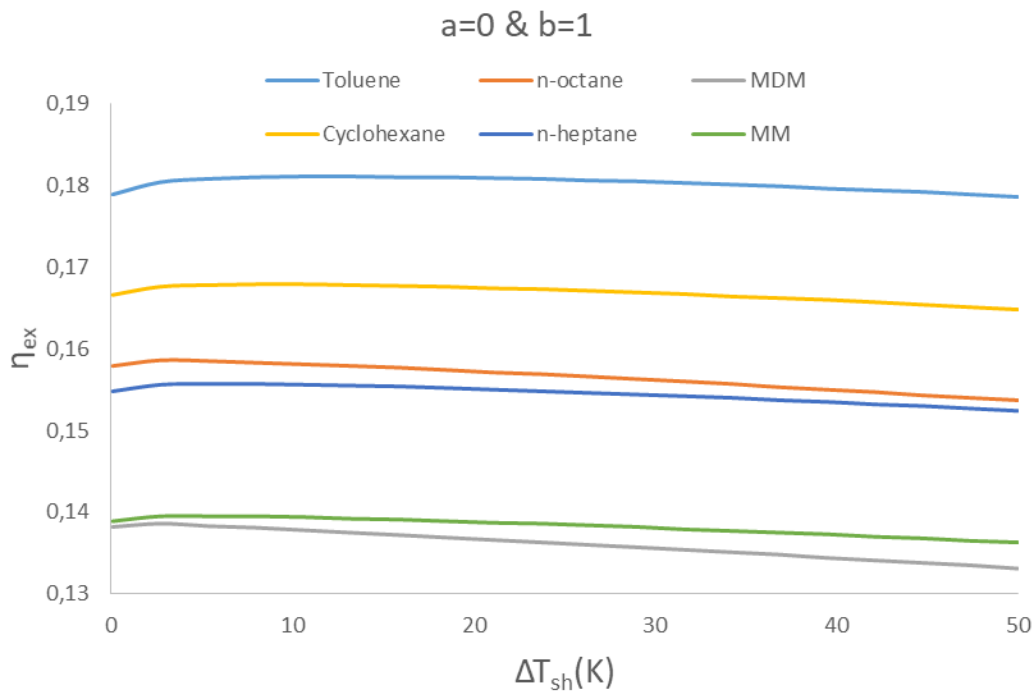
Σε αυτήν την ενότητα θα επικεντρωθούμε κυρίως στη σύγκριση των 6 εργαζόμενων μέσων που εξετάστηκαν στο σύστημα ORC αλλά και των δύο αποδοτικότερων μέσων ως προς τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, το τολουένιο και το κυκλοεξάνιο.

Αρχικά, θα επικεντρωθούμε σε διαγράμματα όπου διακρίνονται οι καμπύλες και των 6 εργαζόμενων μέσων. Τα διαγράμματα αυτά έχουν δημιουργηθεί με τιμές των παραμέτρων a, b ίσες με 0, 1 αντίστοιχα. Εκτός από την βελτιστοποίηση που έγινε στο EES, στην επόμενη ενότητα 5.2 αποδεικνύεται και σχηματικά πως οι βέλτιστες τιμές των παραμέτρων a, b είναι 0, 1 αντιστοίχως.

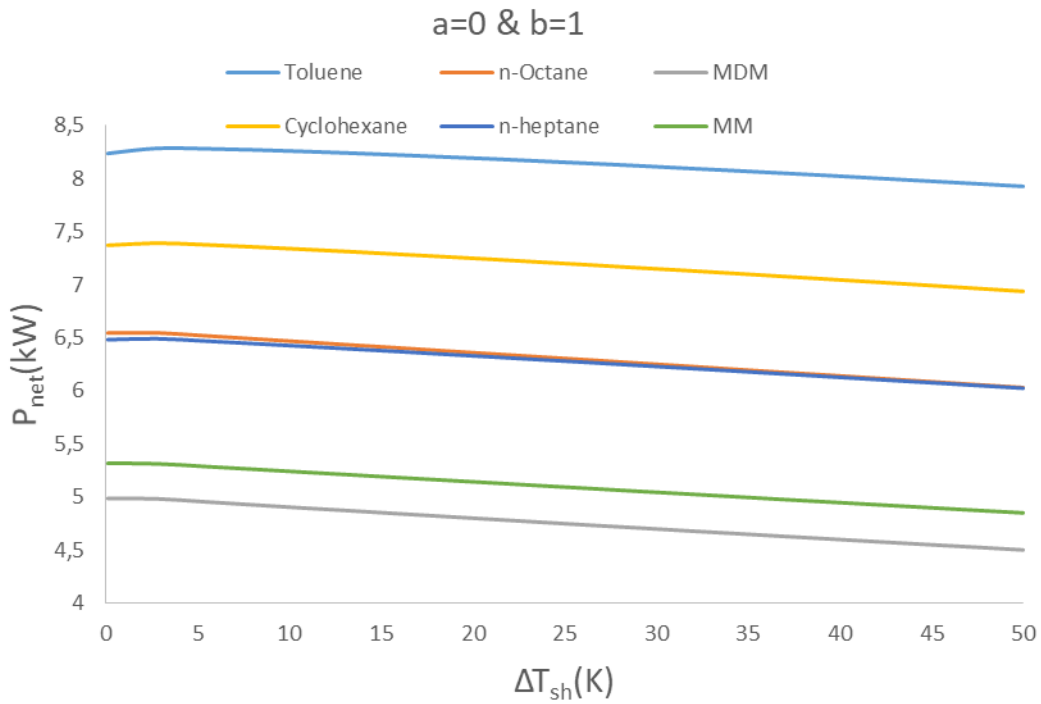
Ακολουθούν τα εξής διαγράμματα:



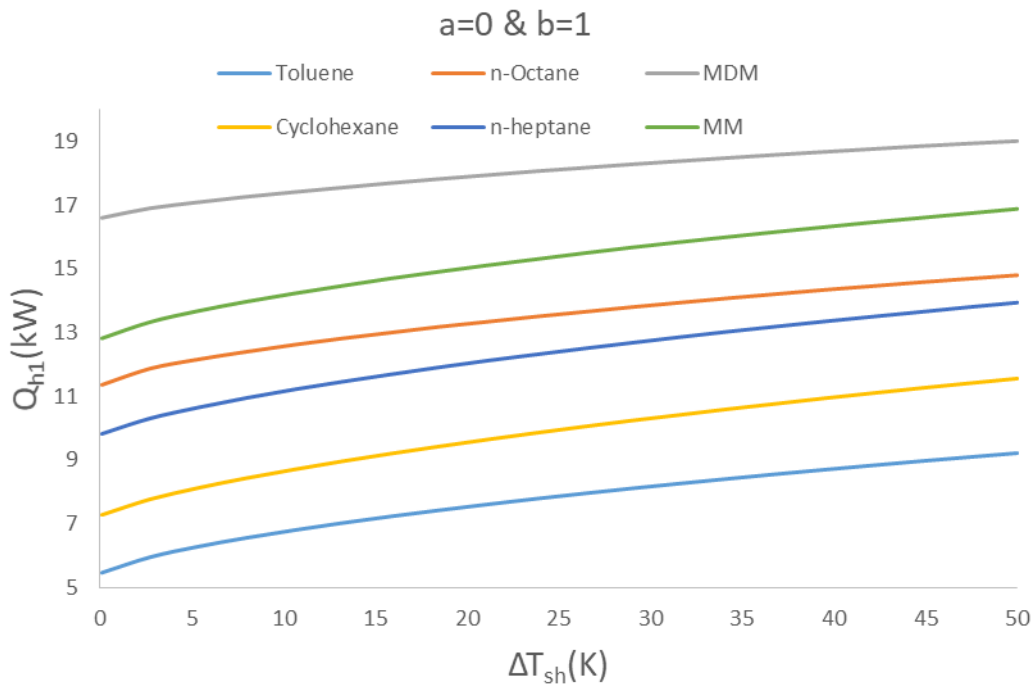
Εικόνα 5.2 Διάγραμμα ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης



Εικόνα 5.3 Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης



Εικόνα 5.4 Διάγραμμα ωφέλιμης ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης



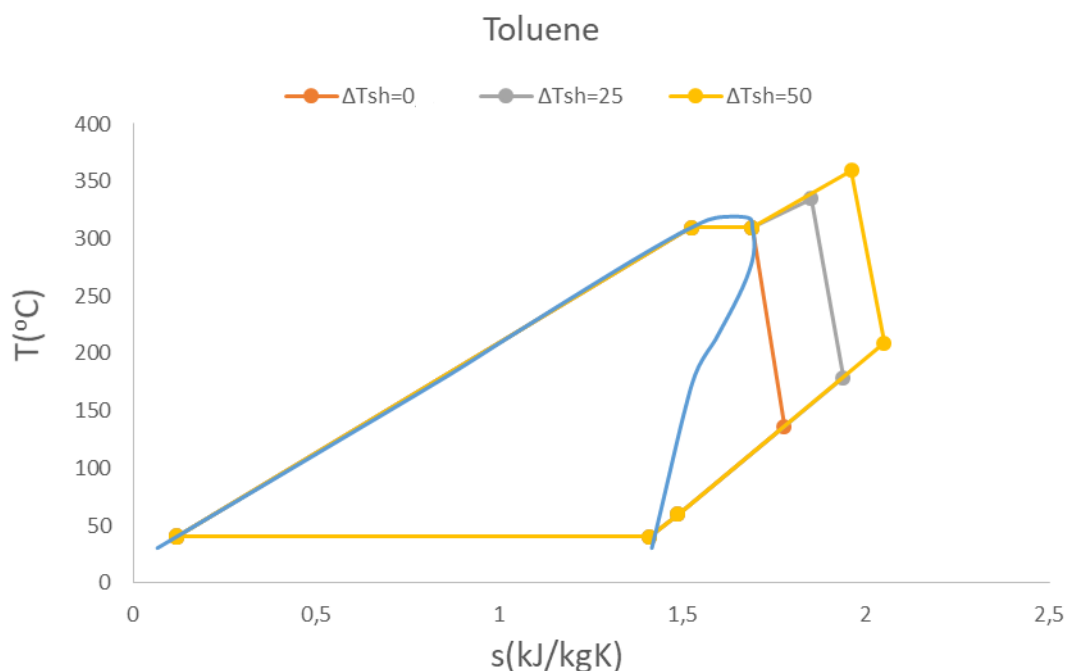
Εικόνα 5.5 Διάγραμμα παραγωγής θερμότητας συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης

Στα παραπάνω διαγράμματα παρατηρούμε πως ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης ακολουθεί παρόμοια πορεία σε κάθε μέσο με την παραγωγή θερμότητας στην έξοδο του στροβίλου, και ο εξεργειακός παρόμοια με την ηλεκτρική ισχύ. Αυτό είναι λογικό αν σκεφτεί κανείς πως η θερμότητα είναι σχεδόν διπλάσιας τιμής από την ηλεκτρική ισχύ, άρα επιδρά περισσότερο στον ενεργειακό βαθμό απόδοσης. Από την άλλη όμως, έχει μικρότερη επίδραση στον εξεργειακό, κυρίως λόγω του όρου $1 - \frac{T_{am}}{T_{h1}}$, καθώς στην περίπτωση της ηλεκτρικής ισχύος, δεν υφίσταται παρόμοιος όρος.

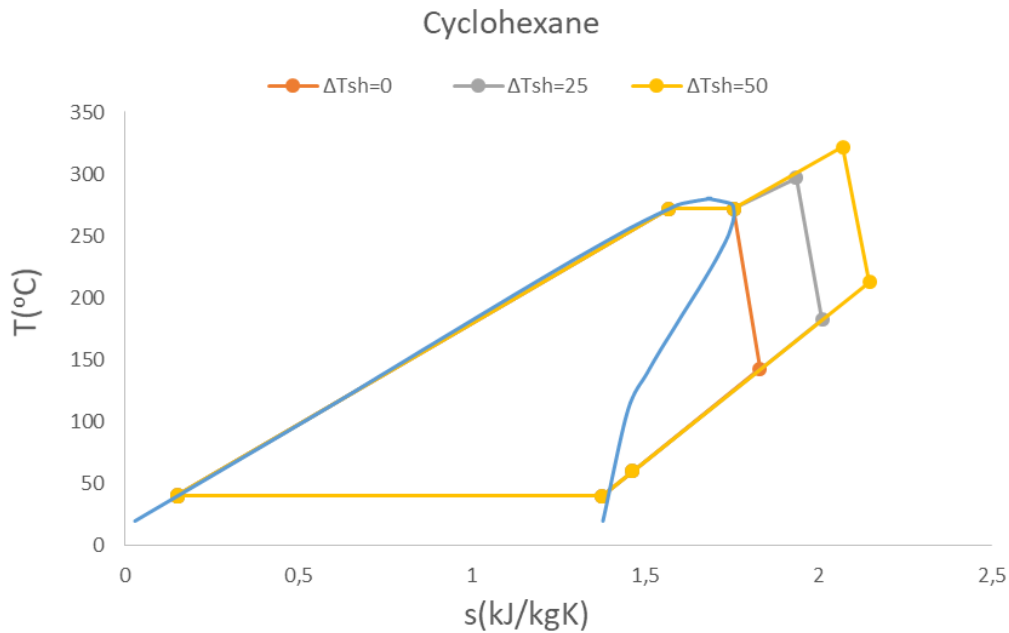
Επίσης, παρατηρείται πως ένα μέσο, καθώς όταν έχει υψηλό ενεργειακό βαθμό απόδοσης σε σχέση με τα υπόλοιπα, έχει αντίστοιχα χαμηλό εξεργειακό. Αυτό είναι λογικό, διότι συνήθως ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης δεν ακολουθεί την πορεία του ενεργειακού, αλλά την αντίστροφη.

Στη συνέχεια, θα γίνει σύγκριση των δύο «καλύτερων» οργανικών μέσων, ως προς τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, το τολουένιο και το κυκλοεξάνιο, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.3.

Αρχικά, αξίζει να υποδείξουμε την καμπάνα και τις μεταβολές των μέσων σε διάγραμμα T-s ανάλογα με τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης:



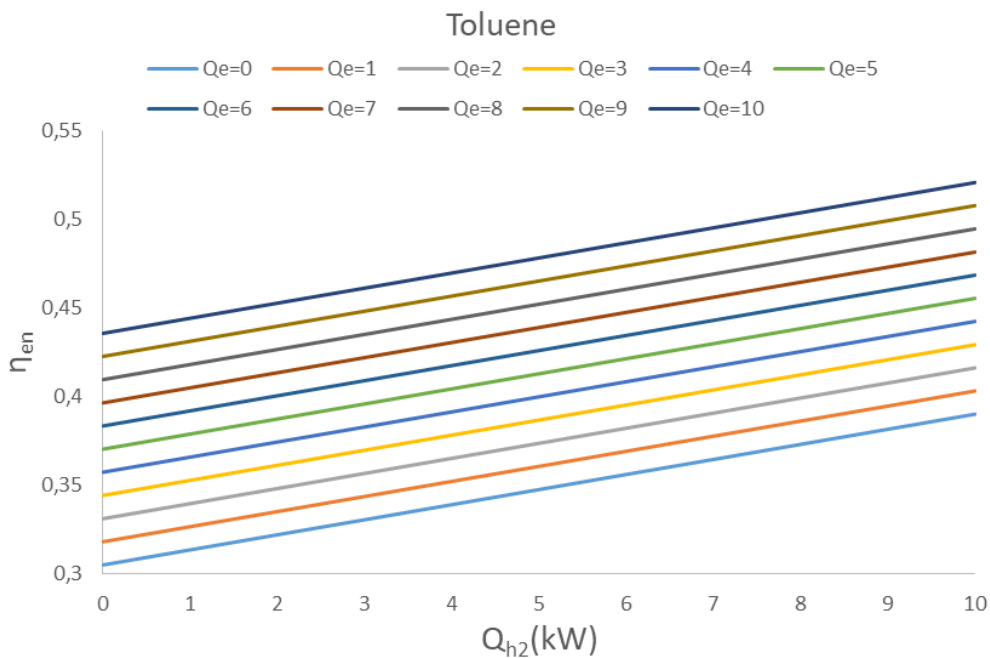
Εικόνα 5.6 Διάγραμμα μεταβολής κύκλου ORC για το τολουένιο



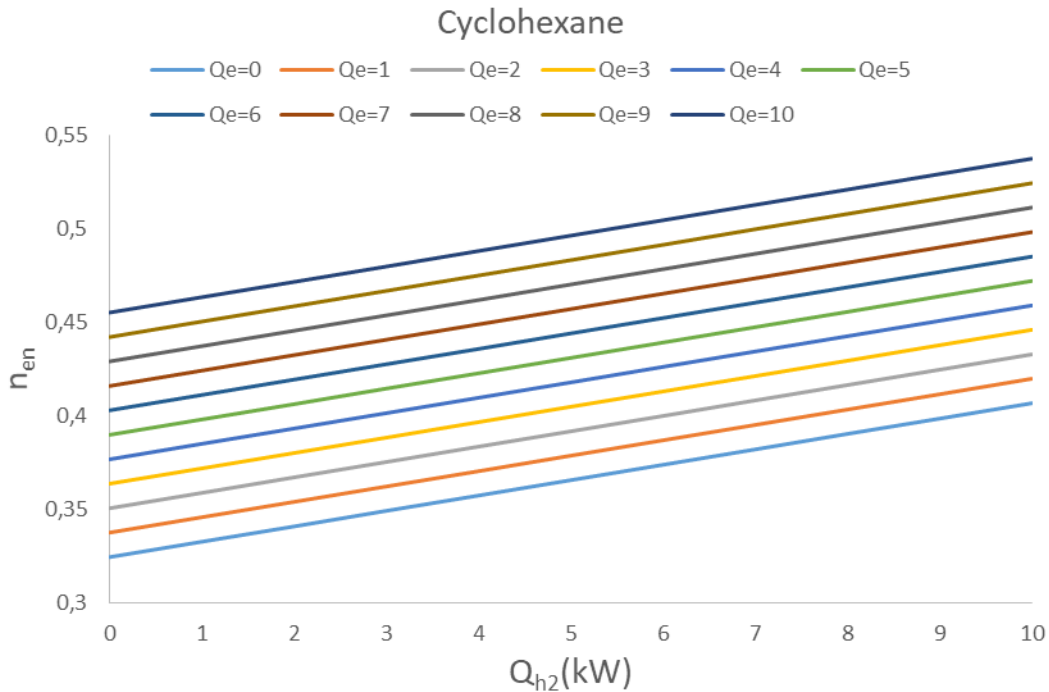
Εικόνα 5.7 Διάγραμμα μεταβολής κύκλου ORC για το κυκλοεξάνιο

Στα παραπάνω δύο διαγράμματα, γίνεται εμφανές και οπτικά, πως καθώς αυξάνει η θερμοκρασία υπερθέρμανσης, η ηλεκτρική ισχύς όλο και μειώνεται σιγά σιγά, ενώ η θερμότητα (Q_{h1}) που παράγεται, αυξάνεται με πολύ μεγαλύτερο ρυθμό.

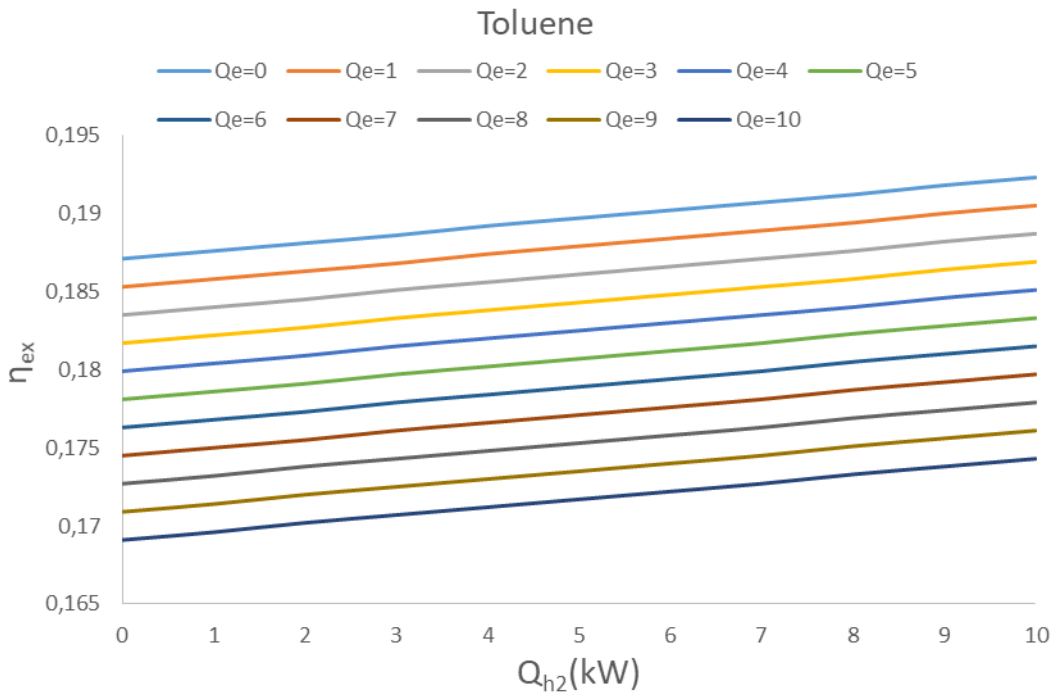
Στα επόμενα διαγράμματα, εποπτικά δείχνουμε τη μεταβολή του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης των δύο συγκρινόμενων μέσων ανάλογα με το φορτίο ψύξης (Q_e) αλλά και τη θερμότητα που λαμβάνεται από το δοχείο αποθήκευσης (Q_{h2}):



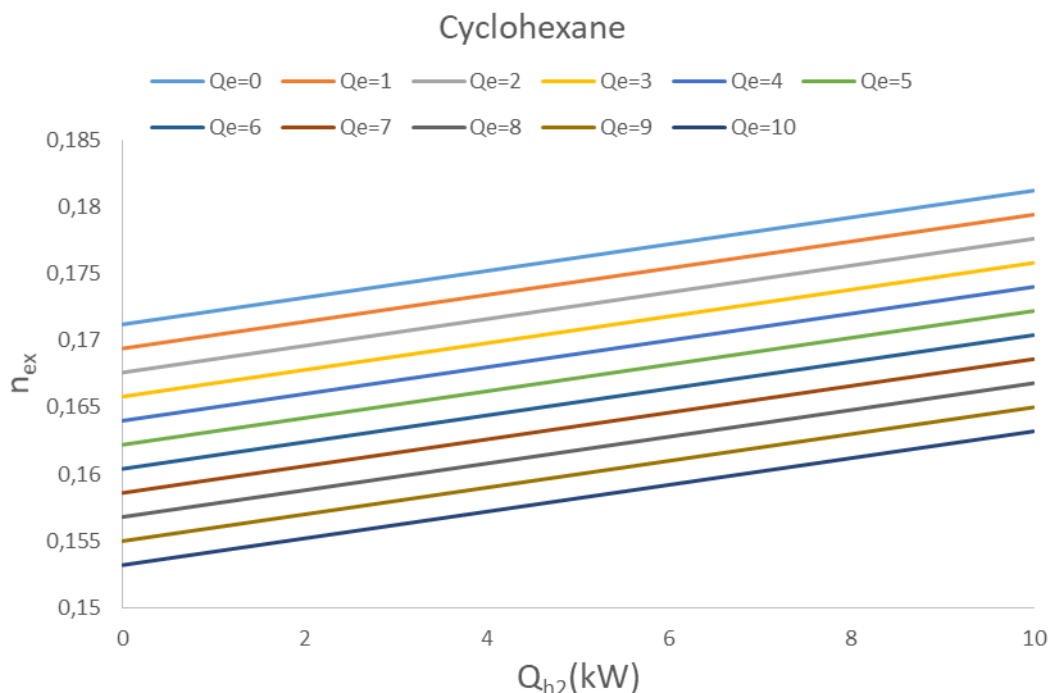
Εικόνα 5.8 Διάγραμμα μεταβολής του ενεργειακού β. απόδοσης συναρτήσει του ψυκτικού φορτίου και της θερμότητας που λαμβάνεται από το δοχείο-τολουένιο



Εικόνα 5.9 Διάγραμμα μεταβολής του ενεργειακού β. απόδοσης συναρτήσει του ψυκτικού φορτίου και της θερμότητας που λαμβάνεται από το δοχείο-κυκλοεξάνιο



Εικόνα 5.10 Διάγραμμα μεταβολής του εξεργειακού β. απόδοσης συναρτήσει του ψυκτικού φορτίου και της θερμότητας που λαμβάνεται από το δοχείο-τολουένιο



Εικόνα 5.11 Διάγραμμα μεταβολής του εξεργειακού β. απόδοσης συναρτήσει του ψυκτικού φορτίου και της θερμότητας που λαμβάνεται από το δοχείο-κυκλοεξάνιο

5.2 Αποτελέσματα ανάλυσης συστήματος σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης (Steady – State)

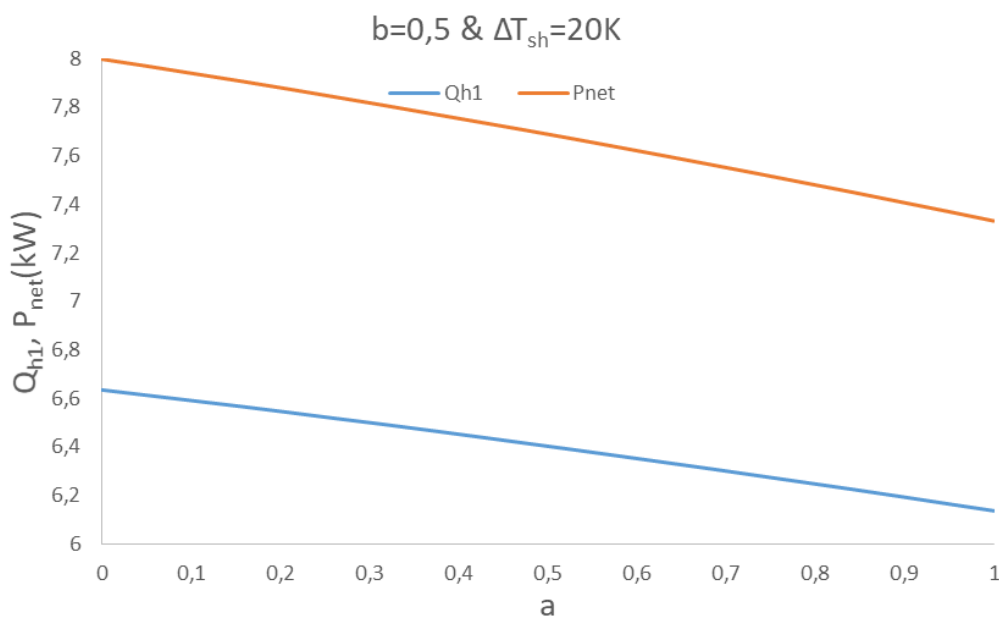
Σε αυτό το σημείο, αξίζει να αναφέρουμε, πως η ανάλυση και μοντελοποίηση του συστήματος σε συνθήκες μόνιμες κατάστασης έγινε για δύο λόγους.

Πρώτον, με αυτόν τον τρόπο έγινε η βελτιστοποίηση τριών παραμέτρων, του συντελεστή a , b (βλέπε ενότητα 4.5) και της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} του οργανικού μέσου στην ατμώδη φάση. Στις πρώτες δύο περιπτώσεις, των συντελεστών, έγιναν δύο ειδών βελτιστοποιήσεις: η μία μέσω του προγράμματος EES με τη μέθοδο των συζυγών κατευθύνσεων, όπου οι βέλτιστες τιμές που λάβαμε για τις τιμές a , b , με κριτήριο την μεγιστοποίηση του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης, είναι 0, 1, αντίστοιχα. Η άλλη βελτιστοποίηση έγινε με τη μορφή διάφορων διαγραμμάτων, όπου διακρίνονται επίσης οι ίδιες βέλτιστες τιμές για τις εν λόγω παραμέτρους. Η μορφή των διαγραμμάτων ακολουθεί στη συνέχεια.

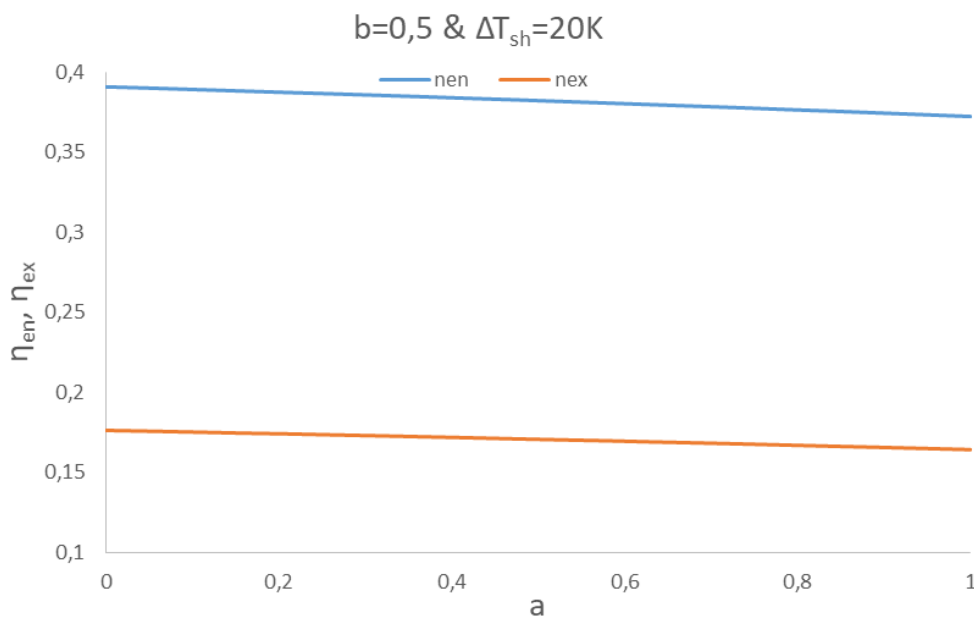
Στην περίπτωση όμως, της βέλτιστης θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} , με τη μέθοδο των συζυγών κατευθύνσεων του EES, η βέλτιστη τιμή του ΔT_{sh} με κριτήριο τη μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης προέκυπτε περίπου 5 K, ενώ με κριτήριο τη μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης προέκυπτε 50 K (και μάλιστα επειδή είχαμε βάλει άνω όριο τους 50 K, αλλιώς θα ξεπερνούσε και τους 50 K). Επίσης, και υπό τη μορφή διαγραμμάτων δεν είναι ευκρινής η βέλτιστη τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης. Άρα, η επιλογή, λοιπόν, της βέλτιστης ΔT_{sh} προέκυψε από το Pareto που σχεδιάστηκε παραπάνω (εικόνα 5.1). Συνεπώς, με παραμέτρους

εισόδου τον βέλτιστο ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης που προκύπτει από το Pareto, τελικά βρήκαμε πως η βέλτιστη τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} ισούται με 25 K περίπου.

Στα επόμενα διαγράμματα, ακολουθούν οι μεταβολές των μεγεθών Q_{h1} (θερμότητα στην έξοδο του στροβίλου), P_{net} (ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς), η_{en} (ενεργειακός βαθμός απόδοσης) και η_{ex} (εξεργειακός βαθμός απόδοσης), συναρτήσει των συντελεστών a , b αλλά και της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} .

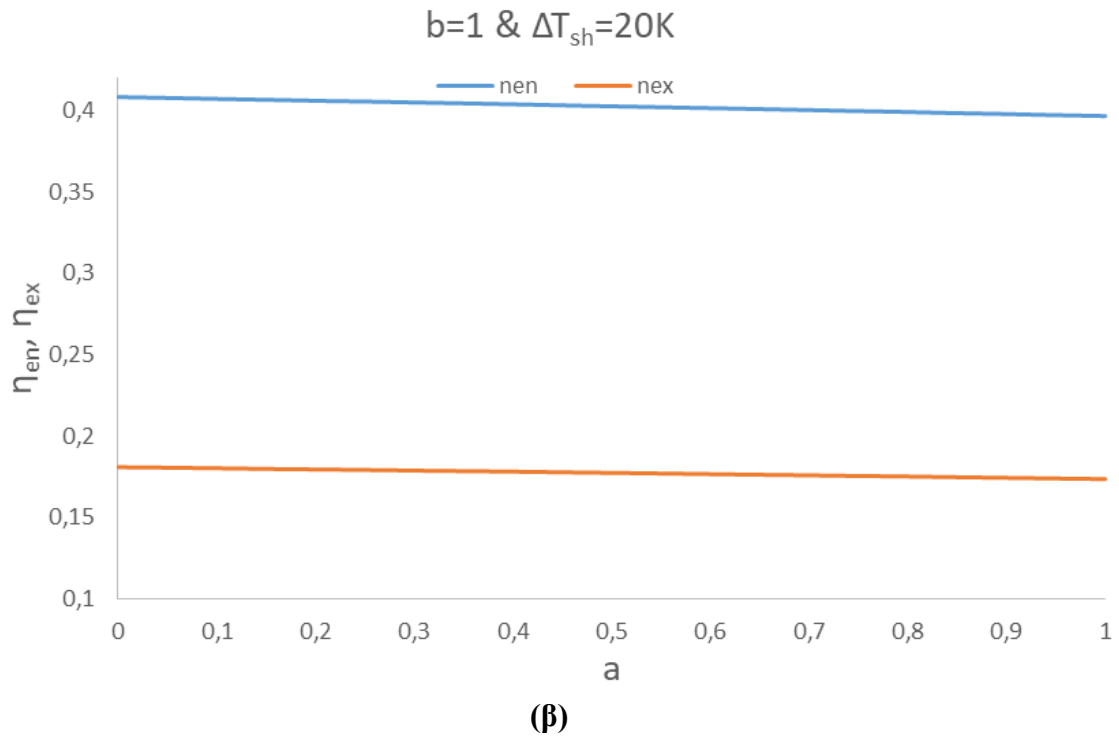
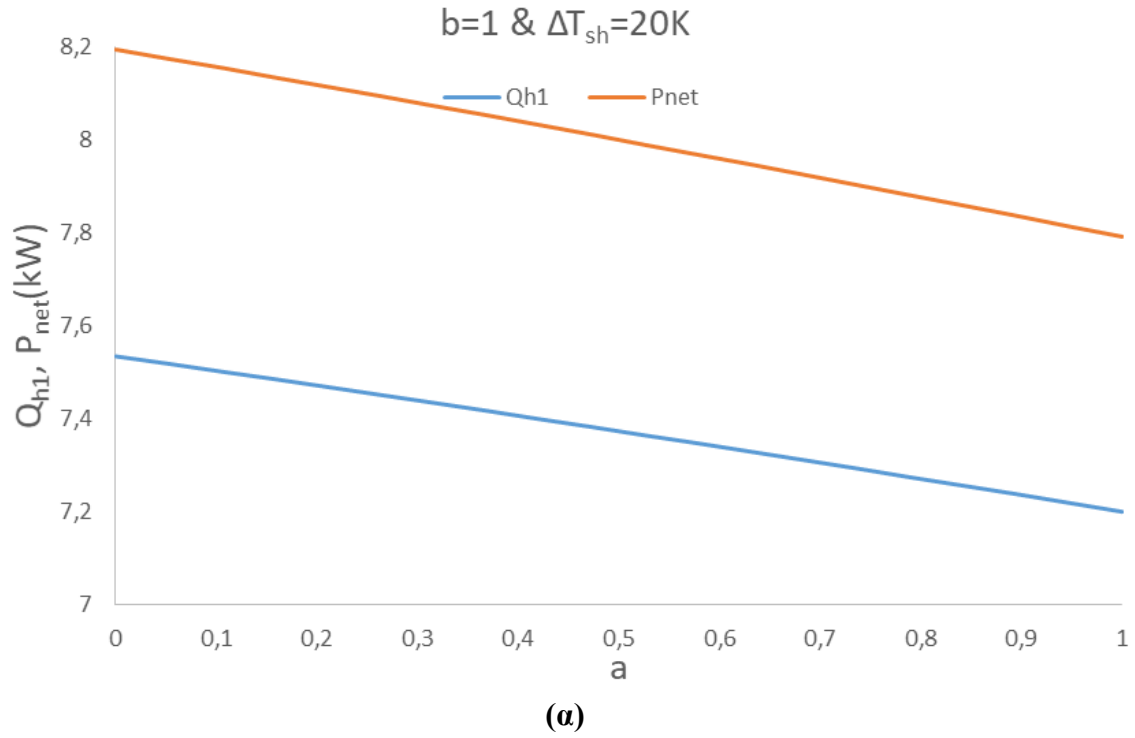


(α)

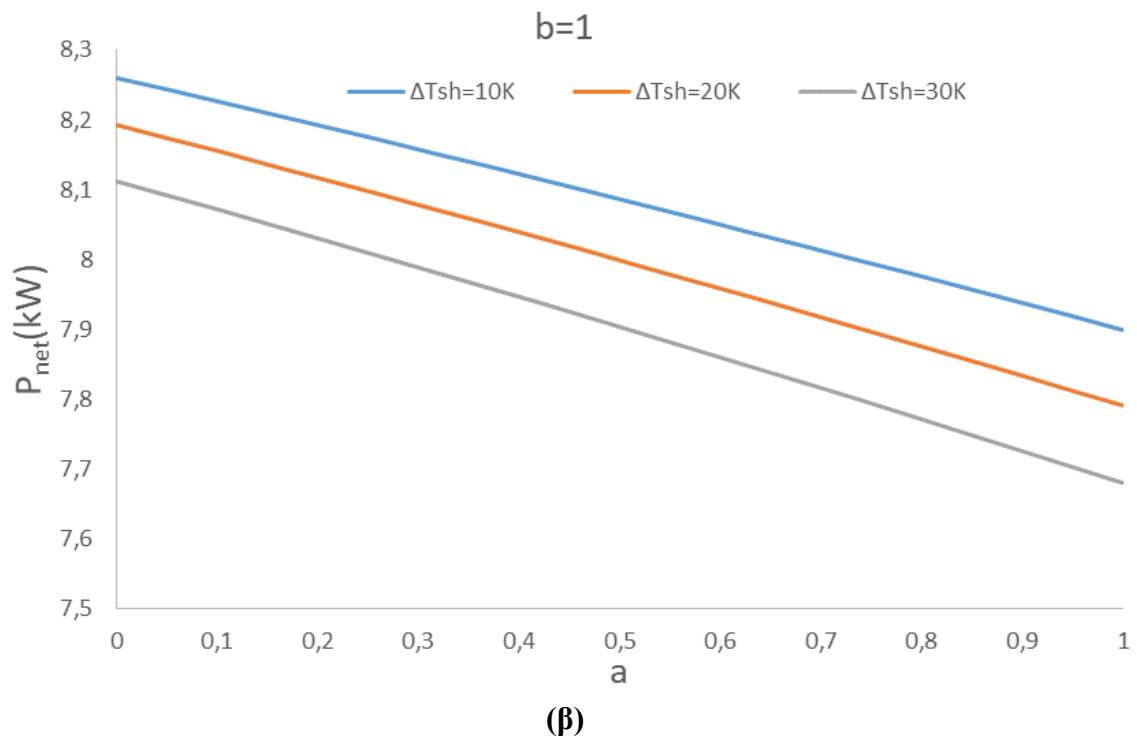
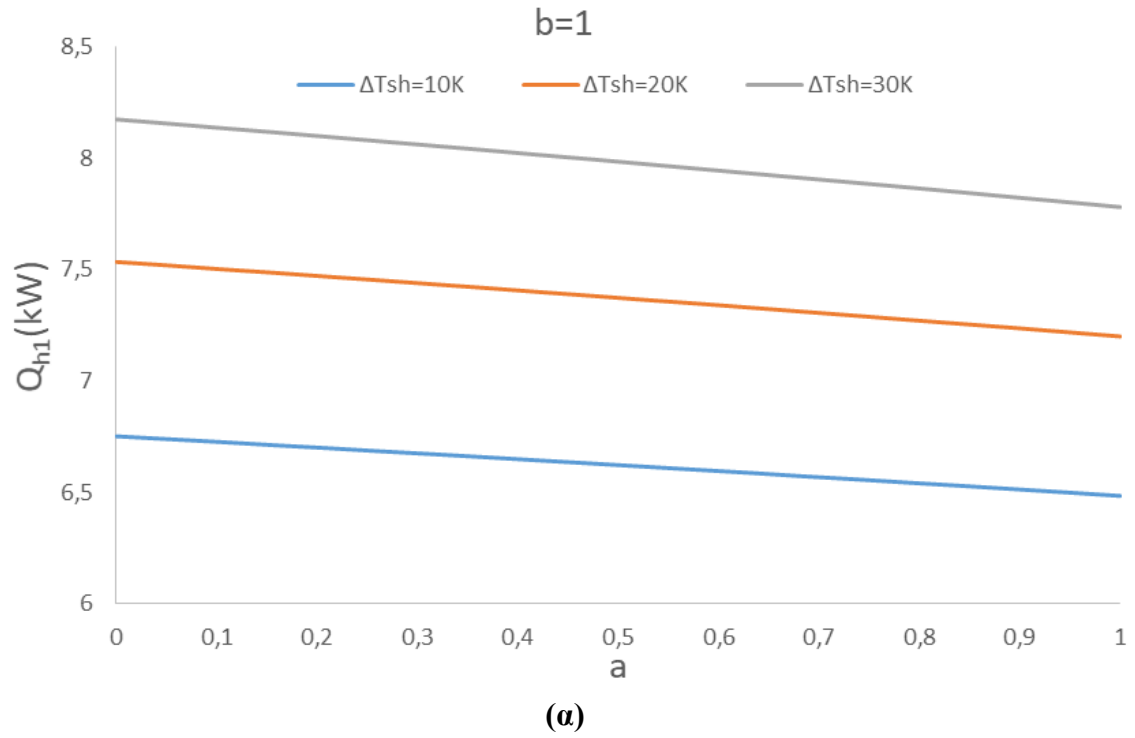


(β)

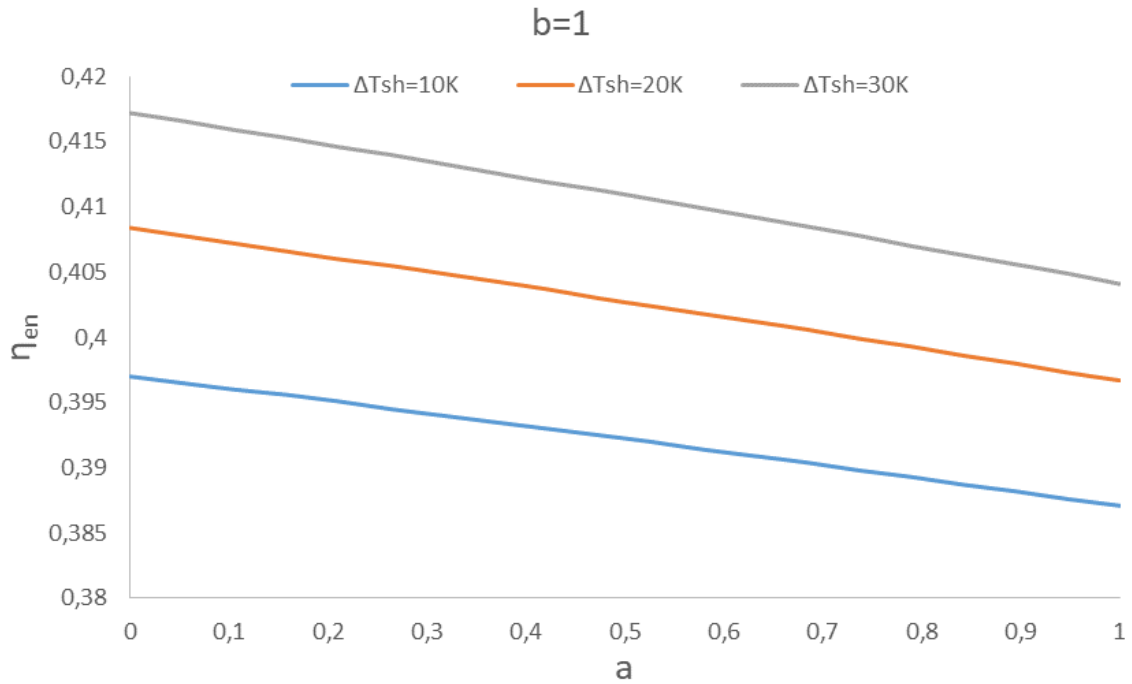
Εικόνα 5.12 Διάγραμμα μεταβολής Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει του a υπό σταθερά $b=0.5$ και $\Delta T_{sh}=20$ K



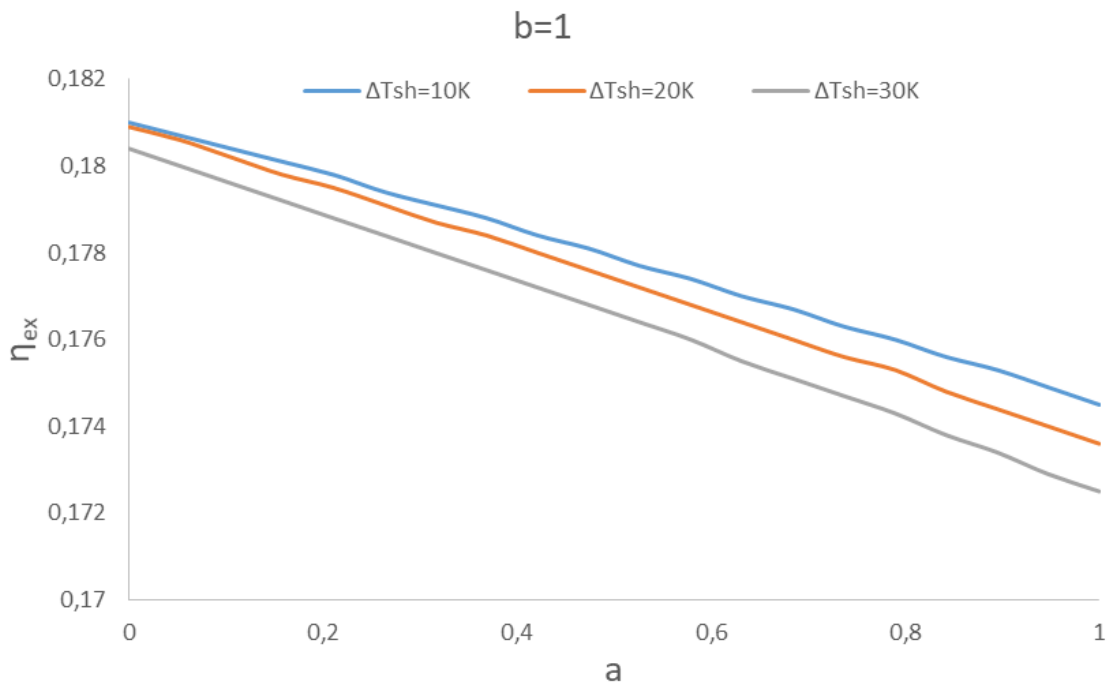
Εικόνα 5.13 Διάγραμμα μεταβολής Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσεσι του a υπό σταθερά $b=1$ και $\Delta T_{sh}=20 K$



Εικόνα 5.14 Διάγραμμα μεταβολής Q_{h1} (α) και P_{net} (β) συναρτήσει του a υπό σταθερό $b=1$ για τρεις διαφορετικές τιμές της ΔT_{sh}



(α)



(β)

Εικόνα 5.15 Διάγραμμα μεταβολής η_{en} (α) και η_{ex} (β) συναρτήσει του a υπό σταθερά $b=1$ για τρεις διαφορετικές τιμές της ΔT_{sh}

Από όλα τα παραπάνω διαγράμματα, γίνεται πλέον εμφανές πως η βέλτιστη τιμή του συντελεστή a είναι 0.

Η επιλογή των διαφόρων θερμοκρασιών έγινε με στόχο οι τιμές να βρίσκονται κοντά στην περιοχή της βέλτιστης τιμής των 25 K.

Παρατηρούμε πως η τιμή του a , επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό όλα τα αποτελέσματα. Αυτό συμβαίνει διότι όσο αυξάνει η τιμή του a , τόσο μεγαλύτερη είναι και η θερμοκρασία της ζώνης 1 του δοχείου αποθήκευσης, με αποτέλεσμα να αυξάνονται σε μεγάλο βαθμό οι θερμικές απώλειες, και εν τέλει να επηρεάζονται αρνητικά όλες οι υπόλοιπες παράμετροι εξόδου.

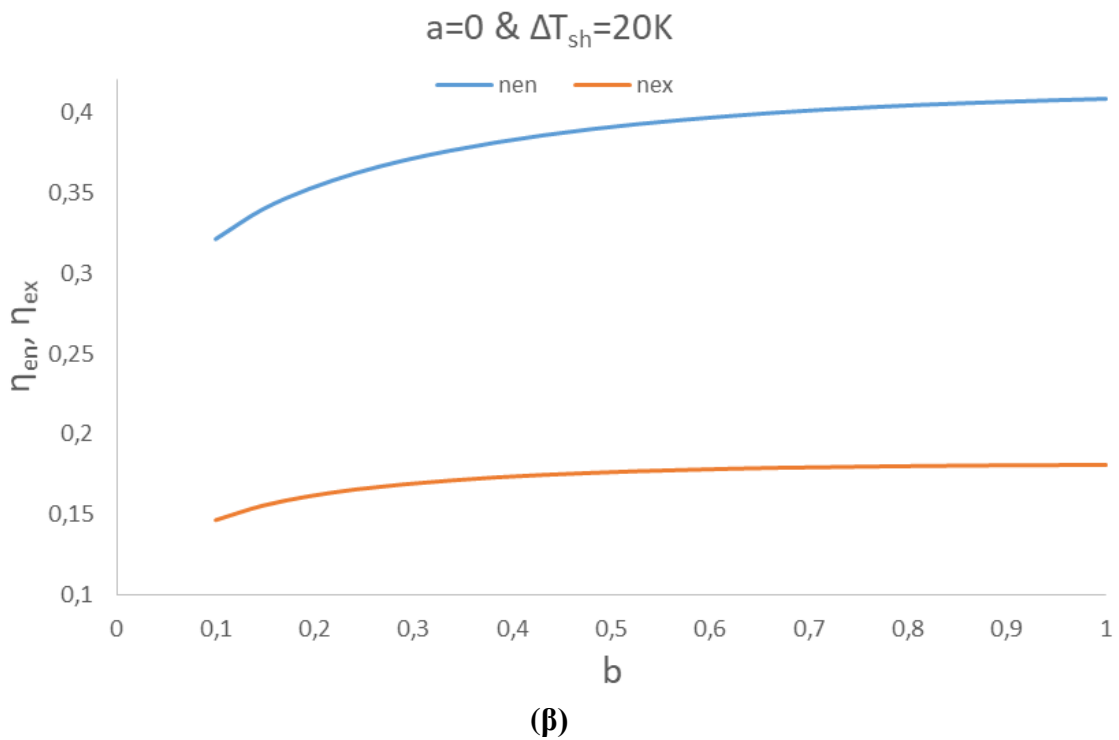
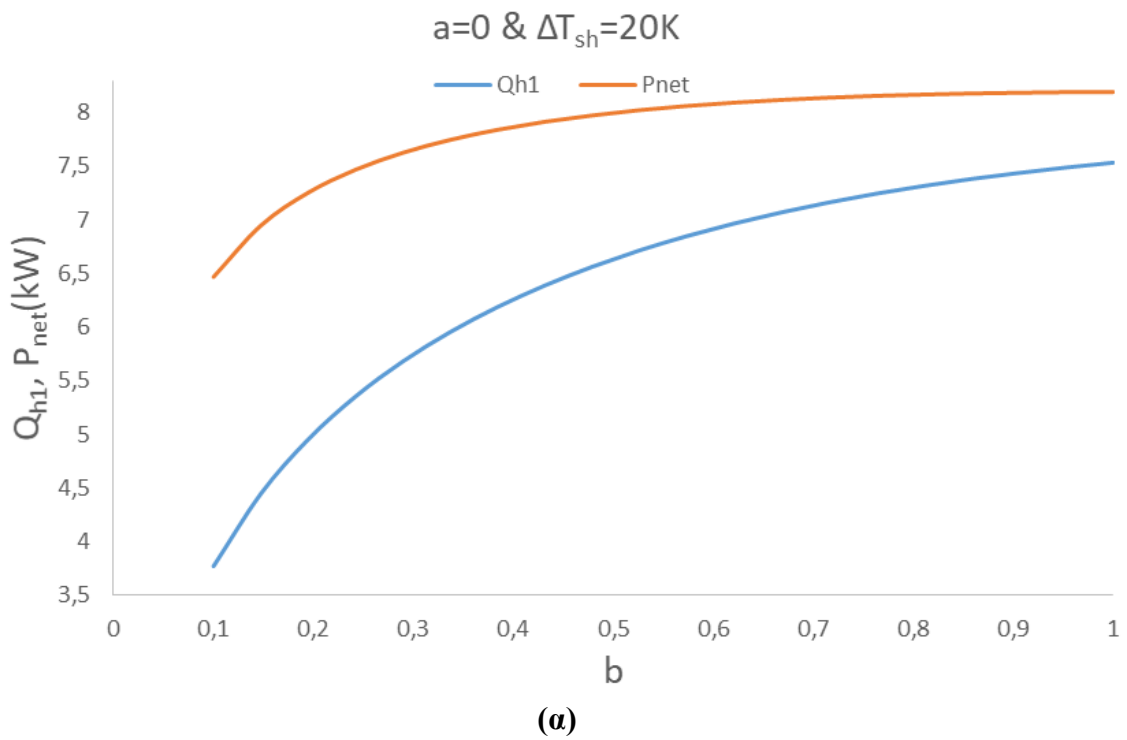
Επίσης, γίνεται ήδη εμφανές και η βέλτιστη τιμή για τον συντελεστή b . Δηλαδή, καθώς αυξάνει το b , τόσο μεγιστοποιούνται και οι τιμές των παραμέτρων εξόδου (Q_{h1} , P_{net} , η_{en} , η_{ex}). Βέβαια, διευκρινίζεται ακόμα καλύτερα στο επόμενο διαγράμματα που ακολουθούν.

Επιπλέον, η τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} επηρεάζει σε ακόμα μεγαλύτερο βαθμό τα αποτελέσματα. Επίσης, επιβεβαιώνεται και η βελτιστοποίηση που πραγματοποιήθηκε στο EES, καθώς όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή της ΔT_{sh} , τόσο αυξάνει ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης και αντίστοιχα μικραίνει ο εξεργειακός. Παρατηρείται, με άλλα λόγια, πως η τιμή της θερμοκρασίας είναι κρίσιμος παράγοντας βελτιστοποίησης στο συνολικό σύστημα. Αύξηση της τιμής του, προκαλεί αύξηση της θερμότητας που παράγεται στην έξοδο του στροβίλου, αλλά σημαντική εξίσου μείωση στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτό γίνεται εμφανές και στο διάγραμμα – εικόνα 5.14. Βέβαια, δεν συμβαίνει κάτι ανάλογο με τους βαθμούς απόδοσης. Στο επόμενο διάγραμμα – εικόνα 5.15, παρατηρείται μεν σημαντική επίδραση στον ενεργειακό βαθμό απόδοσης για διαφοροποίηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} , αλλά στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, φαίνεται η θερμοκρασία υπερθέρμανσης ΔT_{sh} τελικά να μην επηρεάζει την τιμή του, ειδικά στην βέλτιστη περίπτωση όπου $a=0$.

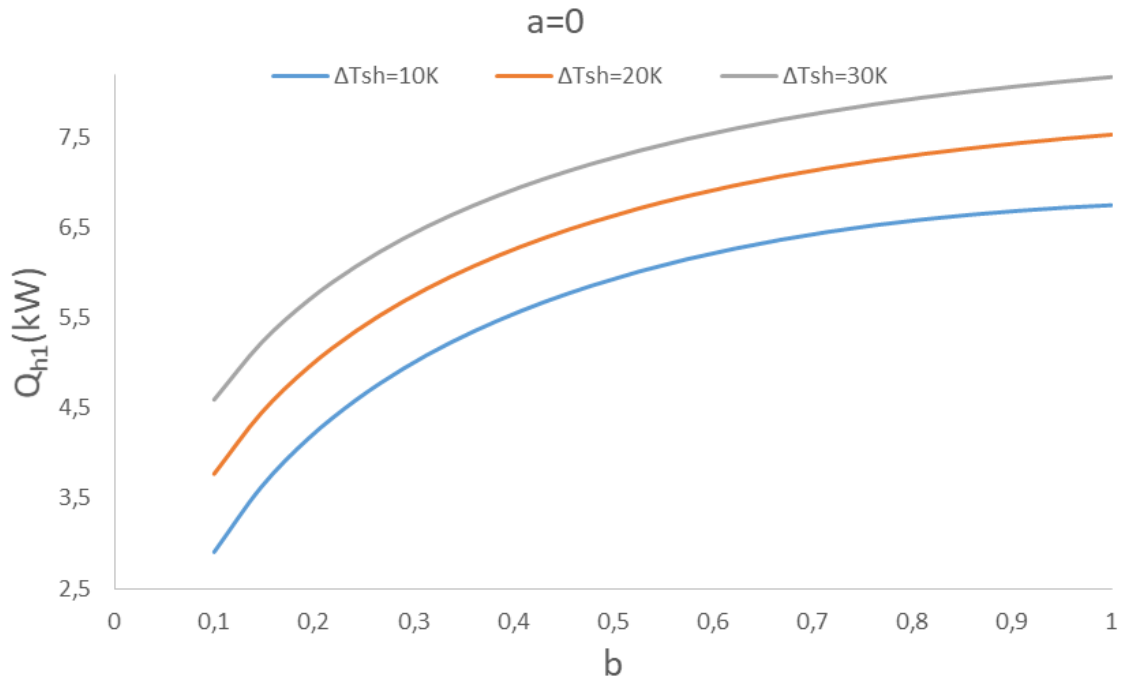
Στα επόμενα διαγράμματα που θα ακολουθήσουν, θα γίνει ανασκόπηση όλων των παραπάνω μεγεθών (Q_{h1} , P_{net} , η_{en} , η_{ex}) συναρτήσεως του συντελεστή b για διάφορες τιμές του συντελεστή a αλλά και της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} . Σκοπός των παρακάτω διαγραμμάτων είναι να αποδειχθεί η βέλτιστη τιμή του συντελεστή b , η οποία είναι ίση με 1. Επιπλέον, θα φανεί και πάλι η διακύμανση των μεγεθών για κάθε περίπτωση ξεχωριστού συντελεστή a , ο οποίος αποδεικνύεται και πάλι πως βέλτιστη τιμή του είναι το 0. Το αντίστοιχο θα φανεί και με τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης ΔT_{sh} , η οποία επίσης επηρεάζει τα τελικά αποτελέσματα σε σημαντικό βαθμό.

Αξίζει επίσης να αναφέρουμε, πως αυτήν την φορά, η επίδραση του συντελεστή b στα αποτελέσματα, είναι αρκετά έντονη καθώς η τιμή του επηρεάζει άμεσα όλα τα αποτελέσματα καθώς εξαρτώνται από τον λόγο πίεσης του συστήματος ORC, πράγμα που υποδηλώνει και ο συντελεστής b .

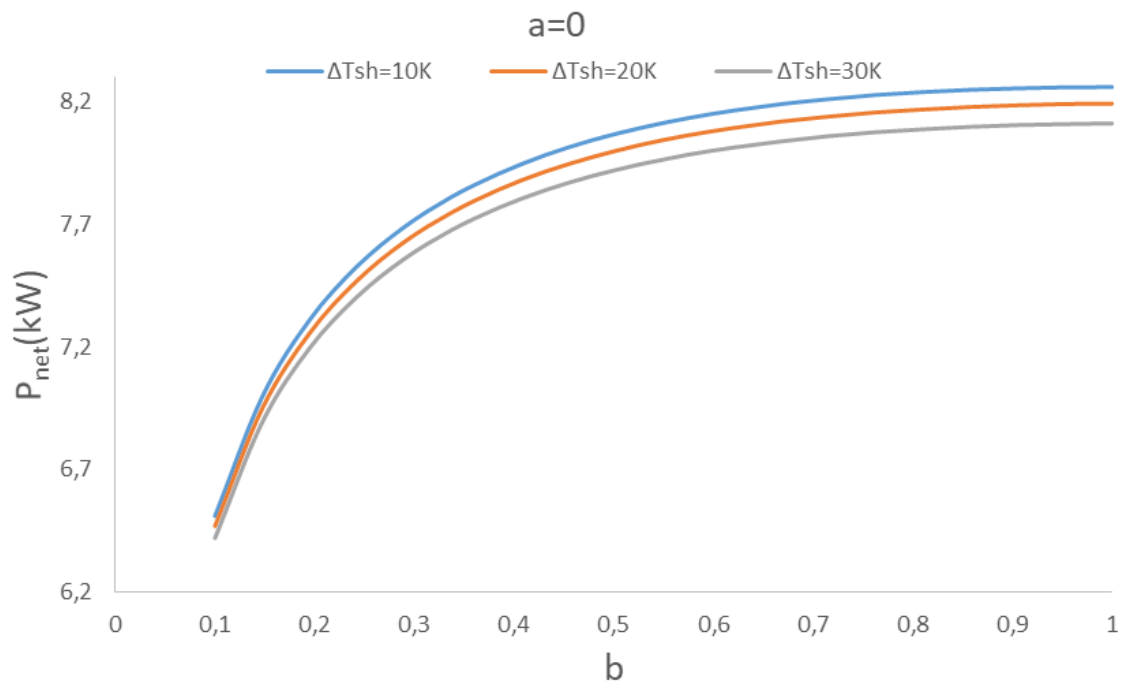
Ακολουθούν τα διαγράμματα μεταβολής των παραπάνω μεγεθών (Q_{h1} , P_{net} , η_{en} , η_{ex}) συναρτήσεως του συντελεστή b και για διάφορες τιμές των μεγεθών a , ΔT_{sh} :



Εικόνα 5.16 Διάγραμμα μεταβολής Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει του b υπό σταθερά $a=0$ και $\Delta T_{sh}=20 K$

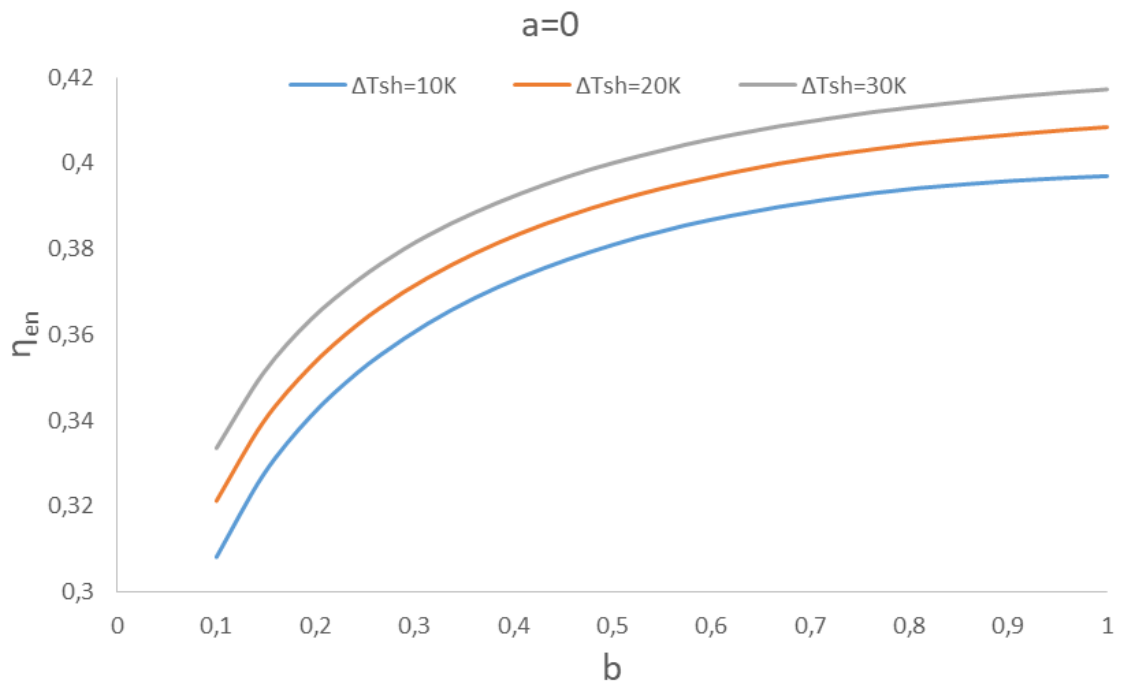


(α)

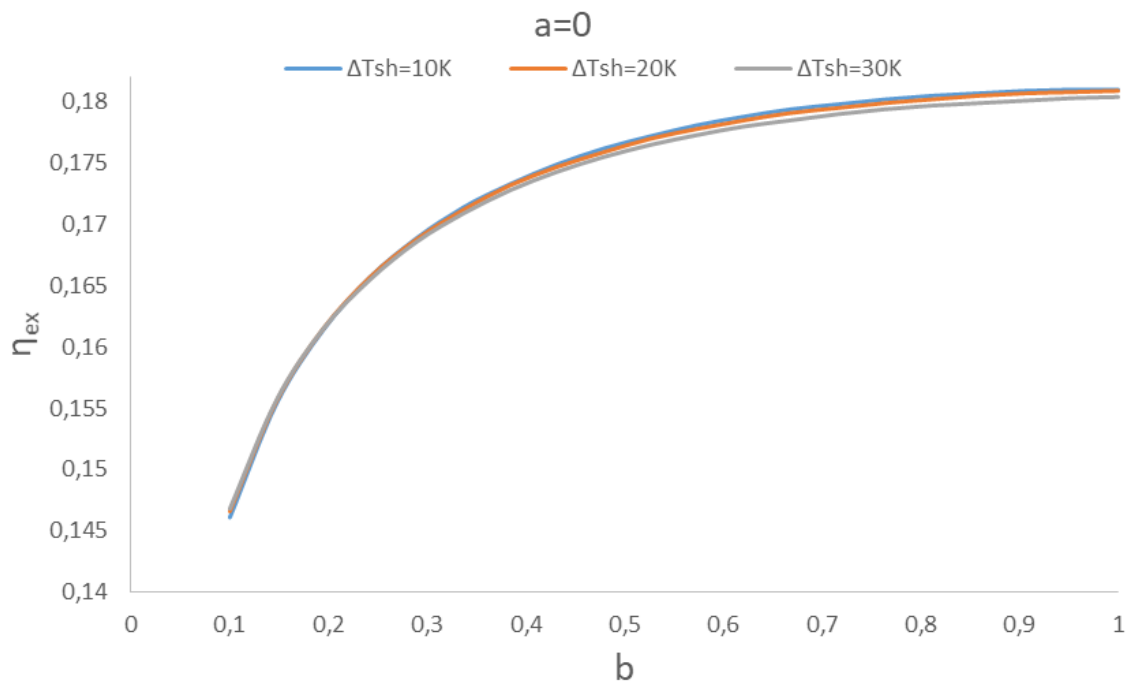


(β)

Εικόνα 5.17 Διάγραμμα μεταβολής Q_{h1} (α) και P_{net} (β) συναρτήσει του b υπό σταθερό $a=1$ για τρεις διαφορετικές τιμές της ΔT_{sh}

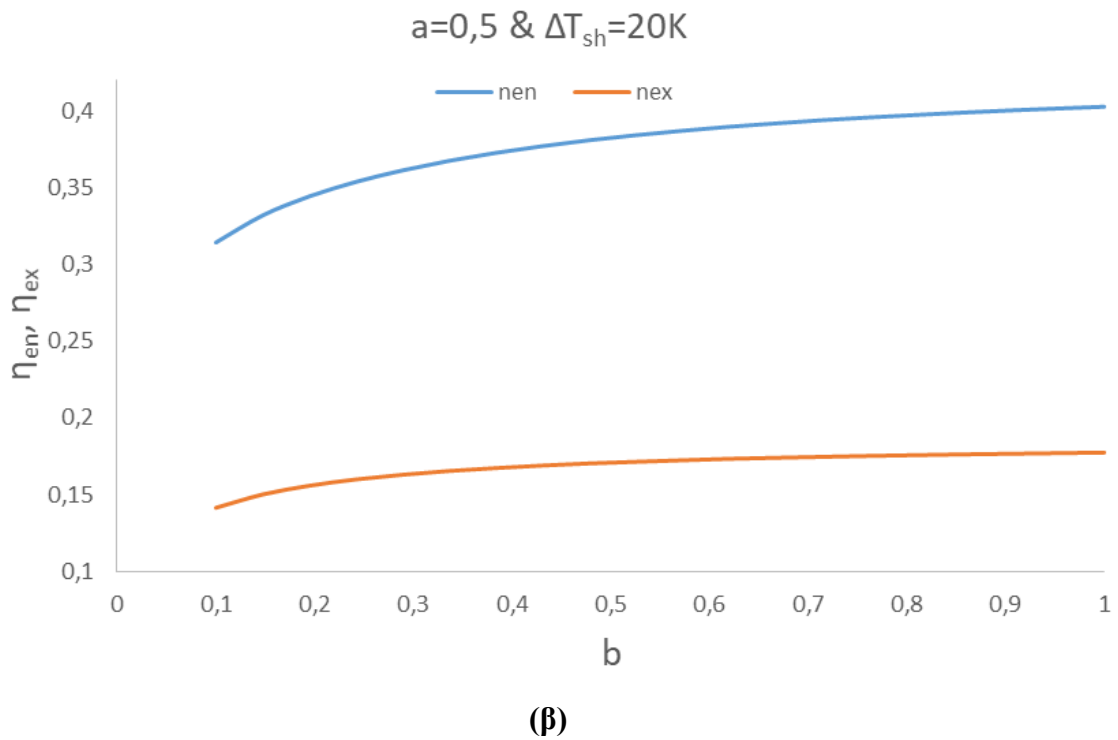
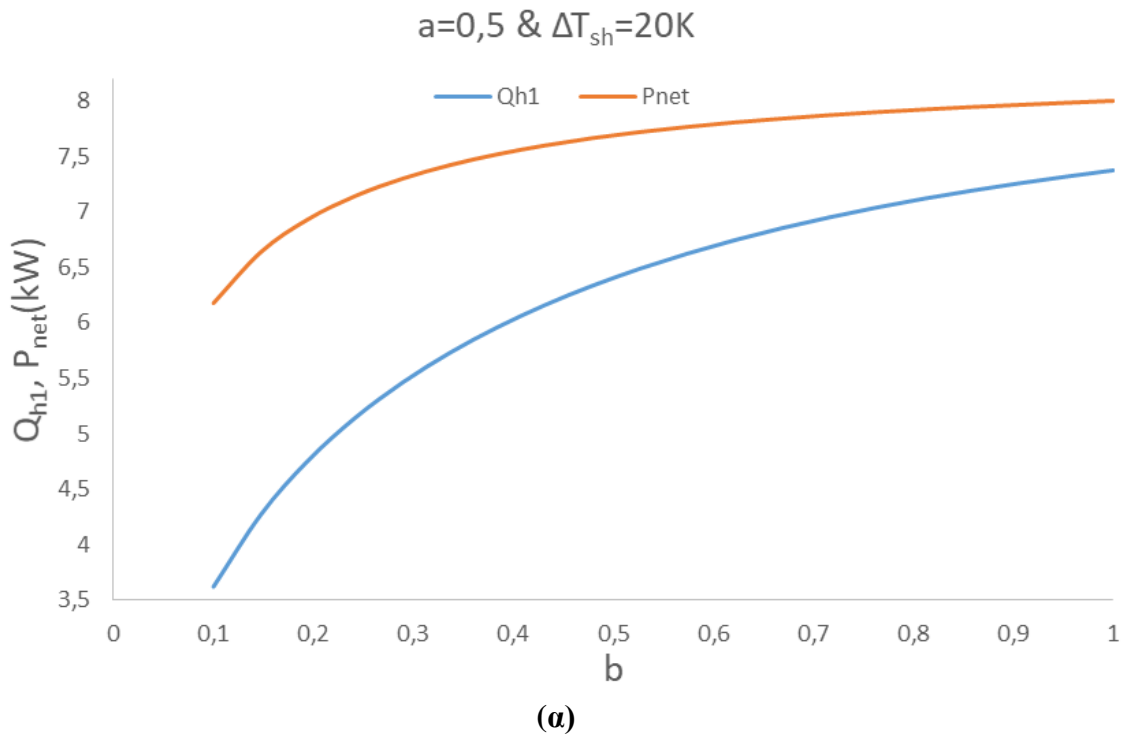


(α)

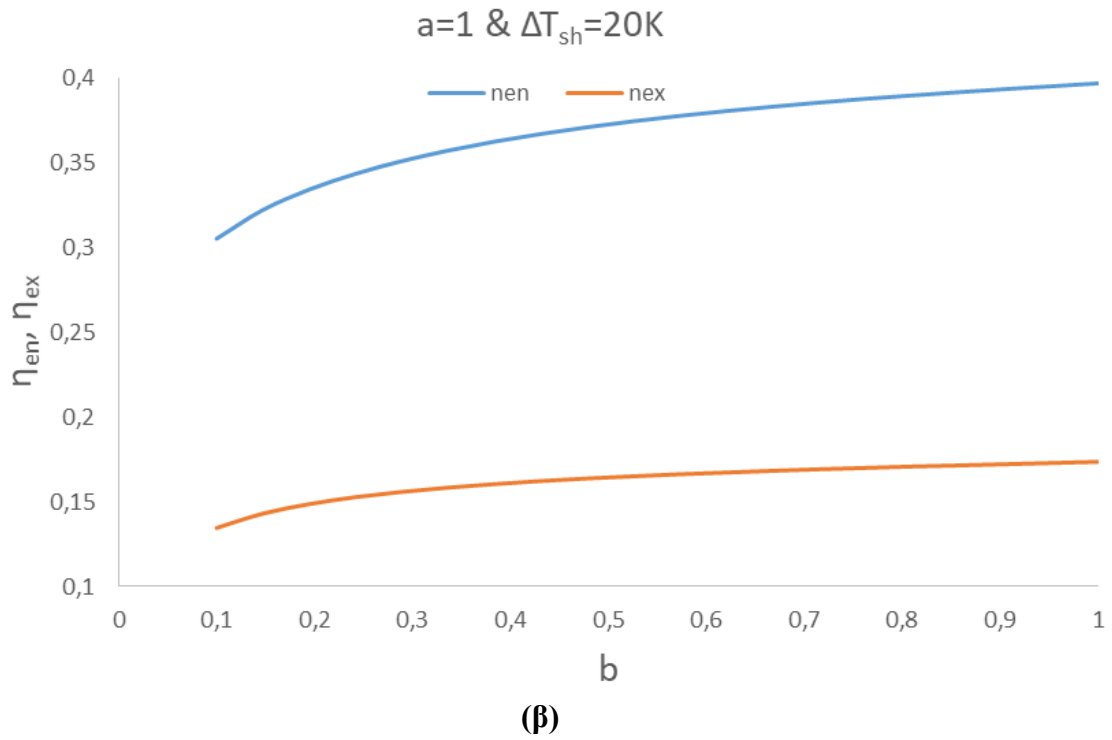
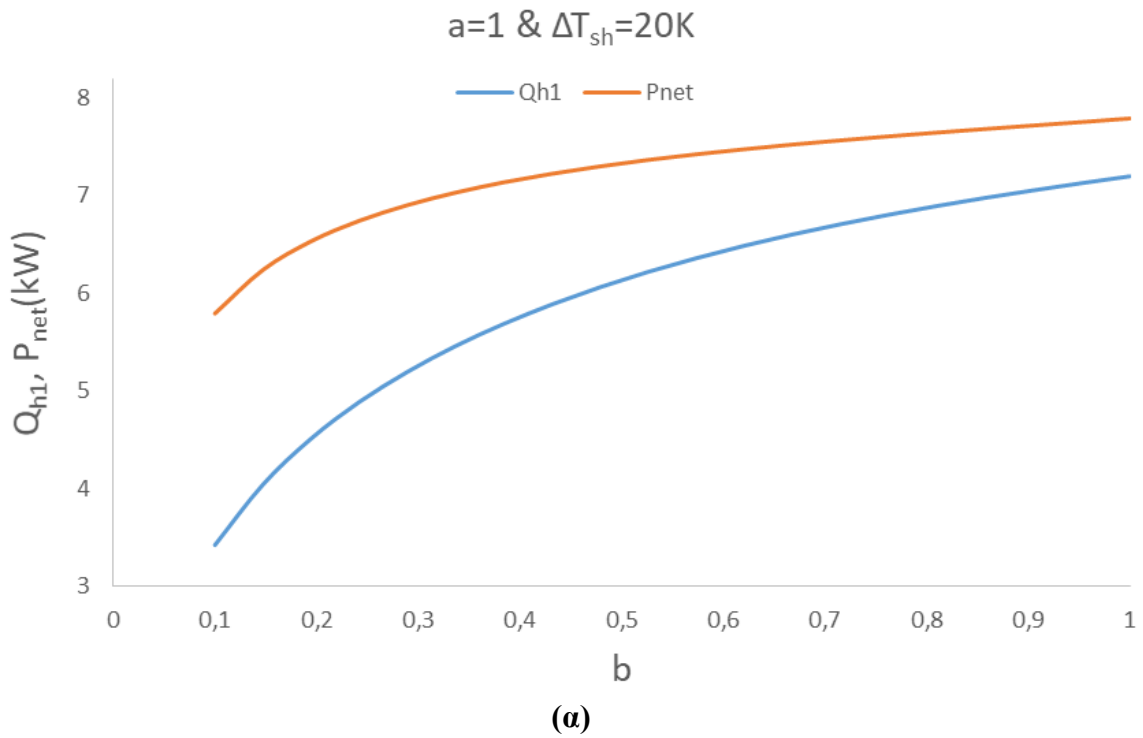


(β)

Εικόνα 5.18 Διάγραμμα μεταβολής η_{en} (α) και η_{ex} (β) συναρτήσει του b υπό σταθερά $a=0$ για τρεις διαφορετικές τιμές της ΔT_{sh}



Εικόνα 5.19 Διάγραμμα μεταβολής Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει του b υπό σταθερά $a=0.5$ και $\Delta T_{sh}=20 K$



Εικόνα 5.20 Διάγραμμα μεταβολής Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει του b υπό σταθερά $a=1$ και $\Delta T_{sh}=20 K$

Ο συντελεστής b εκφράζει έμμεσα τον λόγο πίεσης στον κύκλο ORC, όπως έχουμε ήδη αναφέρει, και κατ' επέκταση τον λόγο πίεσης του στροβίλου. Όπως έχουμε διδαχθεί, ένας ατμοστροβίλος αυξάνει την ισχύ του στην άτρακτο, όσο αυξάνει ο λόγος πίεσης. Έτσι λοιπόν, στη δική μας περίπτωση, αφού για $b=1$ έχουμε τον μέγιστο δυνατό λόγο πίεσης, αυτό σημαίνει, πως θα έχουμε και μέγιστη ισχύ στην έξοδο του στροβίλου. Αυτό ακριβώς το πράγμα επιβεβαιώνεται και στα παραπάνω διαγράμματα. Μάλιστα, καθώς η τιμή του b είναι πολύ μικρή, όλες οι παράμετροι εξόδου είναι εξίσου πολύ μικρές. Με άλλα λόγια, παρατηρείται μία ανοδική τάση όλων των μεγεθών (Q_{h1} , P_{net} , η_{en} , η_{ex}) μέχρι την μέγιστη τιμή του b , με μεγάλο ρυθμό αύξησης μέχρι την τιμή ~ 0.7 , και μικρότερο από $\sim 0.7-1$.

Μία επίσης παρατήρηση είναι η εξής: παρατηρούμε πως το εύρος τιμών του a ήταν από 0 μέχρι 1, ενώ του b από 0.1 μέχρι 1. Αυτό συνέβη διότι αν το b λάβει μηδενική τιμή, αυτό σημαίνει πως πάύει να λειτουργεί το σύστημα ORC, άρα τελικά και ολόκληρο το σύστημα. Συνεπώς, ήταν επιλογή μας να ορίσουμε το εύρος του b από την αρχική τιμή 0.1 μέχρι 1 ώστε να μας εξάγει το EES έγκυρα αποτελέσματα.

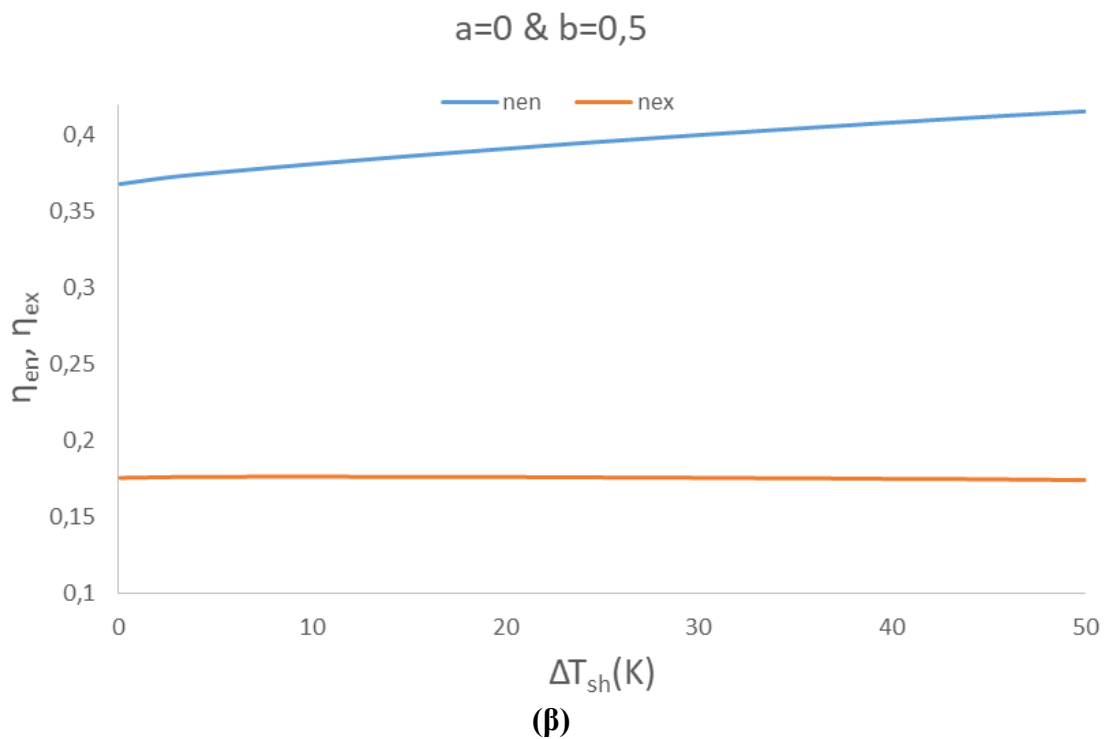
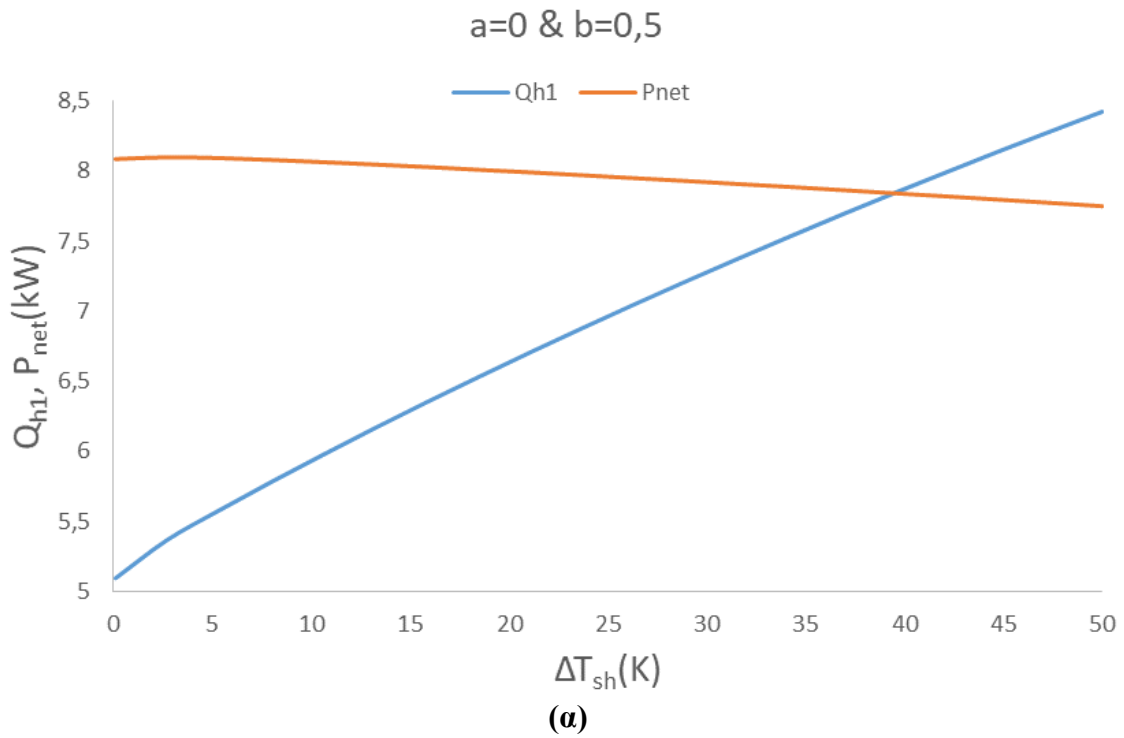
Μία επίσης παρατήρηση, είναι πως η τιμή του ΔT_{sh} ίση με 20 K έγινε αυθαίρετα με στόχο να βρίσκεται κοντά στην βέλτιστη τιμή των 25 K. Βέβαια, αξίζει να σημειωθεί, πως η τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} στα παραπάνω διαγράμματα (εικόνες 5.16-5.20) είναι τελείως τυπική, καθώς τα παραπάνω διαγράμματα έχουν ως στόχο να αποδείξουν την βέλτιστη τιμή του συντελεστή b ίση με 1 για όλες τις δυνατές περιπτώσεις των διαφόρων τιμών του συντελεστή a .

Τέλος, στα διαγράμματα – εικόνες 5.17(β), 5.18(β), παρατηρούμε πως η ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς P_{net} και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} δεν επηρεάζονται οι τιμές τους για οποιαδήποτε τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} . Αυτό είναι λογικό και φαίνεται καθώς και αποδεικνύεται στα παρακάτω διαγράμματα που θα ακολουθήσουν. Επίσης, αξίζει να αναφερθεί πως και στα διαγράμματα – εικόνες 5.14(β), 5.15(β) διακρίνεται επίσης παρόμοια κατάσταση. Μόνο που στο διάγραμμα – εικόνα 5.14(β), υπάρχει μία ελάχιστη πιο μεγάλη διακύμανση της ωφέλιμης ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης, αλλά και πάλι πρόκειται για ελάχιστη εξάρτηση της ηλεκτρικής ισχύος με την διακύμανση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης.

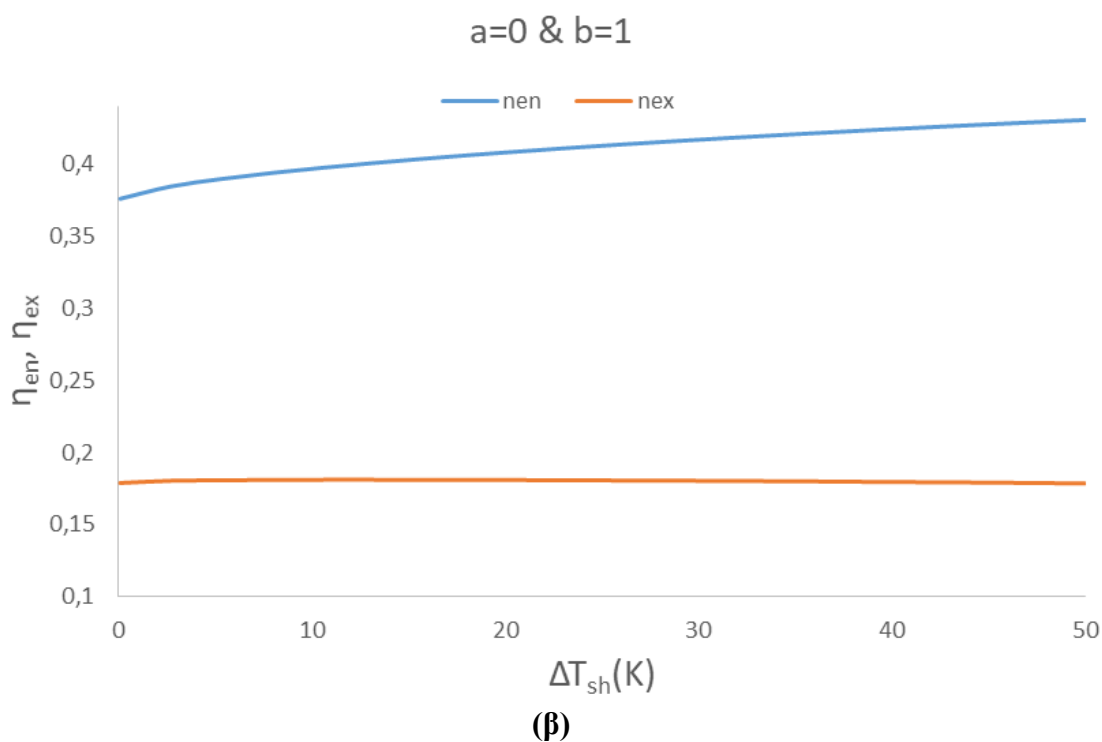
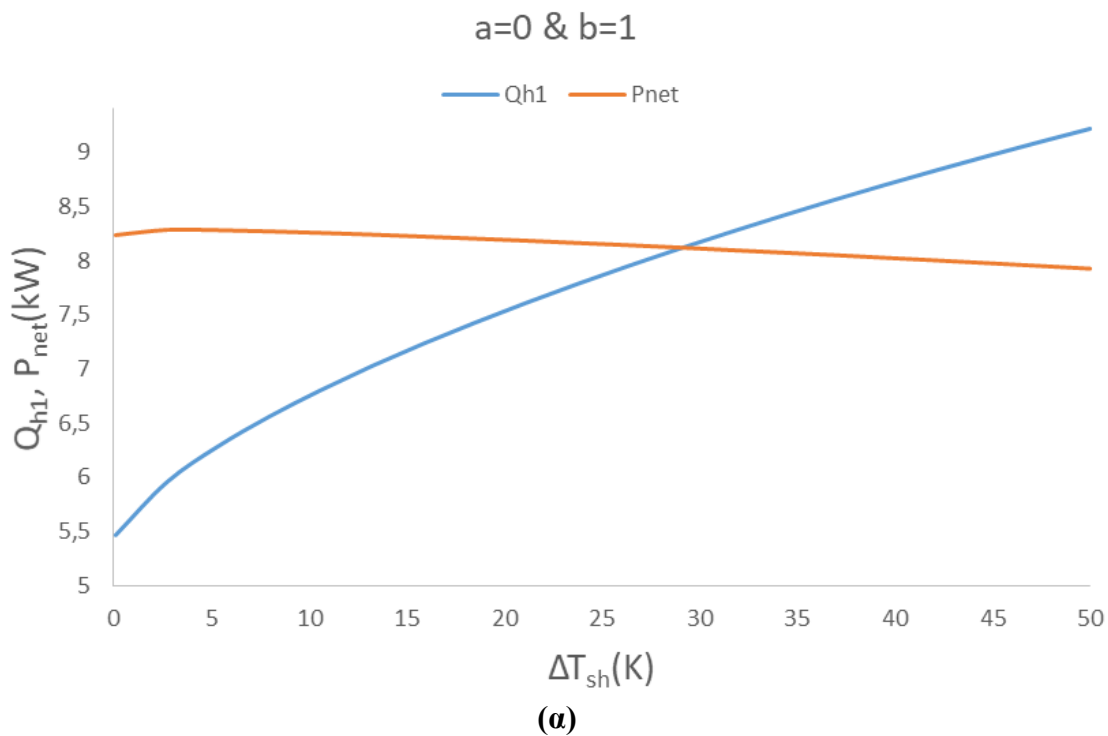
Στη συνέχεια, ακολουθούν κάποια διαγράμματα, στα οποία παρουσιάζεται η μεταβολή των μεγεθών Q_{h1} , P_{net} , η_{en} , η_{ex} συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} για διάφορες σταθερές τιμές των συντελεστών a , b (πρακτικά για όλους τους δυνατούς συνδυασμούς των a , b). Σκοπός των παρακάτω διαγραμμάτων, είναι να δούμε και οπτικά την επίδραση της ΔT_{sh} σε όλα τα μεγέθη, αλλά και την σύγκριση αυτών για όλες τις δυνατές περιπτώσεις για συνδυασμούς των συντελεστών a , b για διάφορες τιμές τους.

Στα παρακάτω διαγράμματα, γίνεται ακόμη πιο έντονη η επίδραση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} σε όλα τα τελικά αποτελέσματα, καθώς το εύρος μελέτης της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης κυμαίνεται μεταξύ των τιμών 0 έως και 50 K. Μάλιστα, θέσαμε ως άνω όριο την τιμή των 50 K στο EES, καθώς θα έπρεπε να λειτουργεί σε ακόμη μεγαλύτερο φορτίο ο λέβητας για την επίτευξη μεγαλύτερων θερμοκρασιών υπερθέρμανσης.

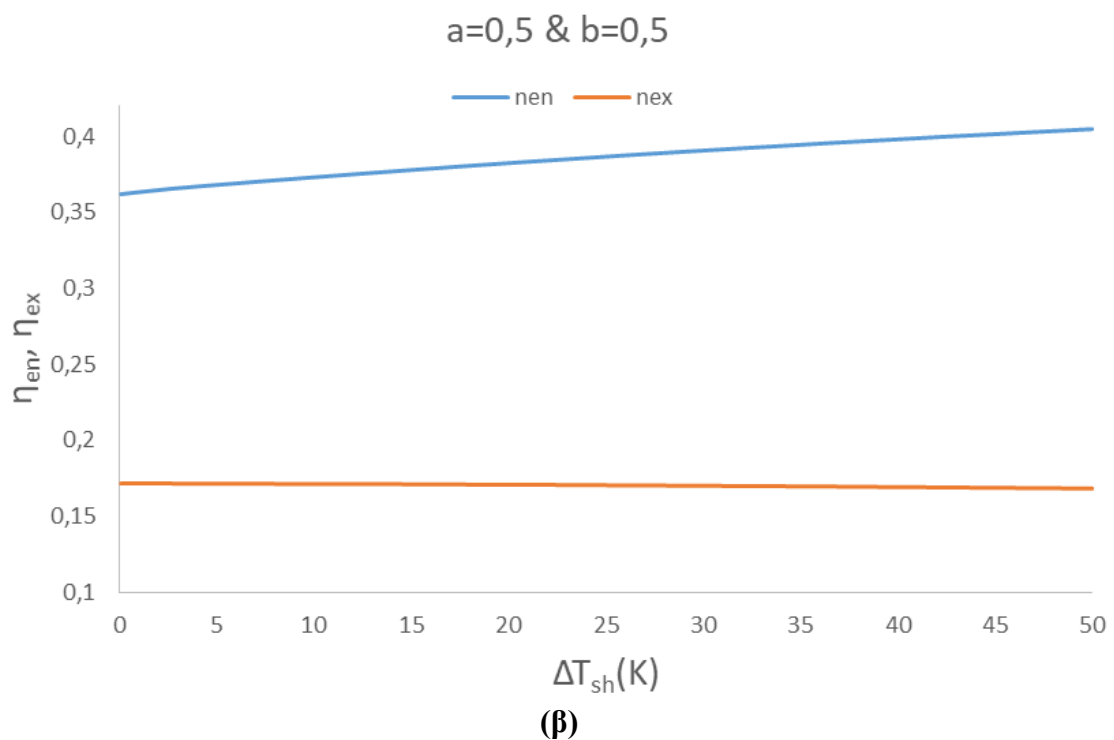
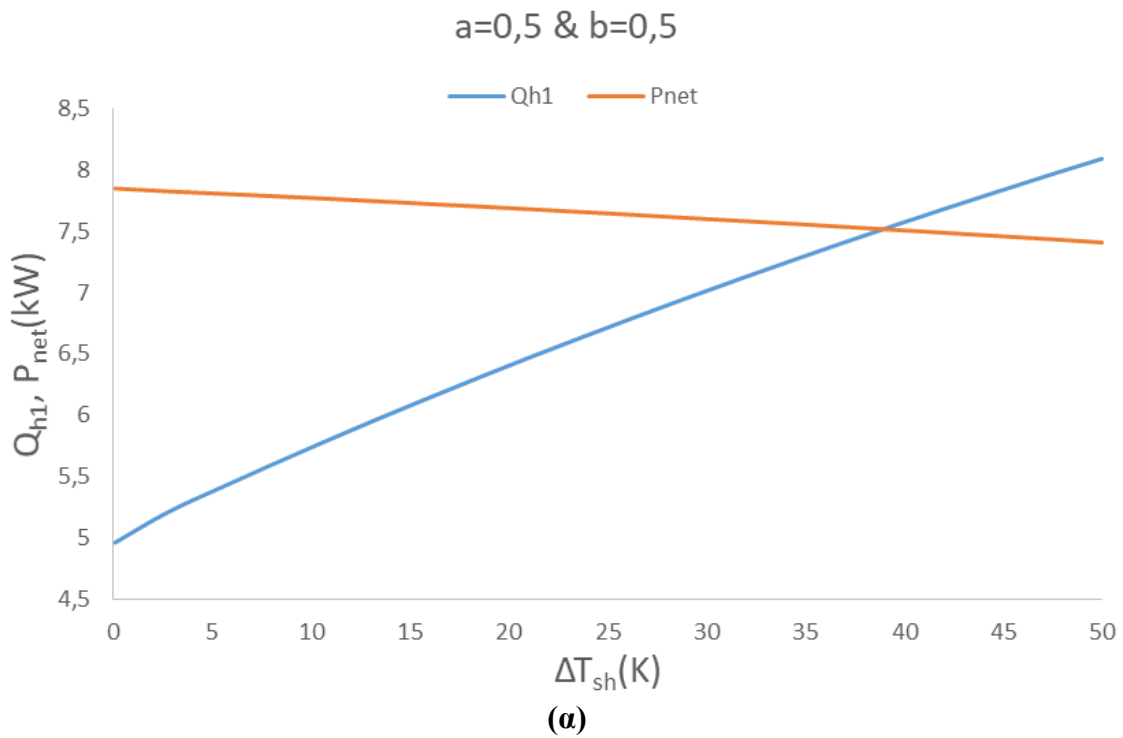
Ακολουθούν τα εν λόγω διαγράμματα:



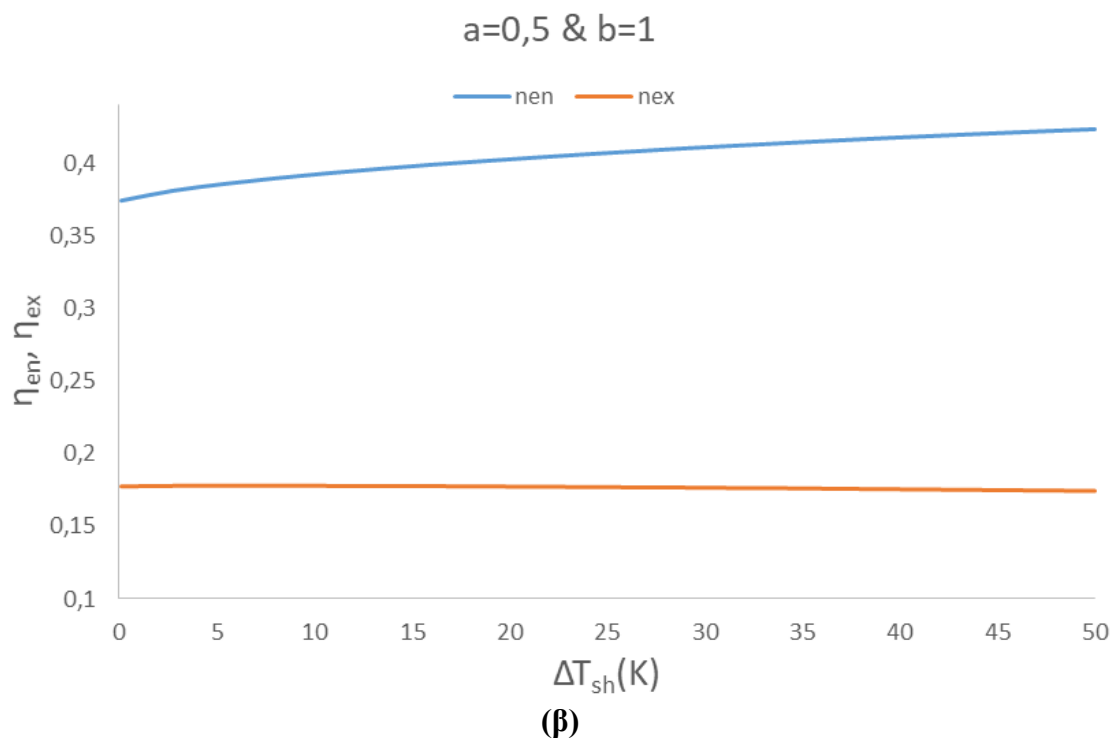
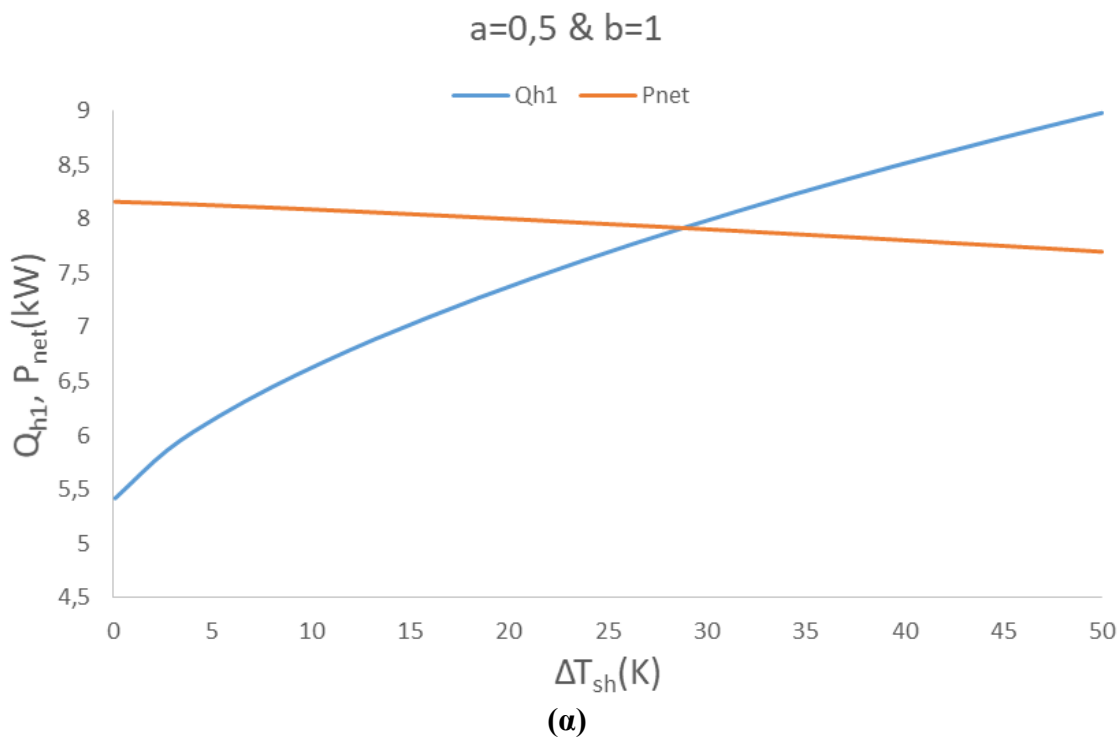
Εικόνα 5.21 Διάγραμμα μεταβολής των Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} με σταθερές τιμές των a , b ($a=0$, $b=0.5$)



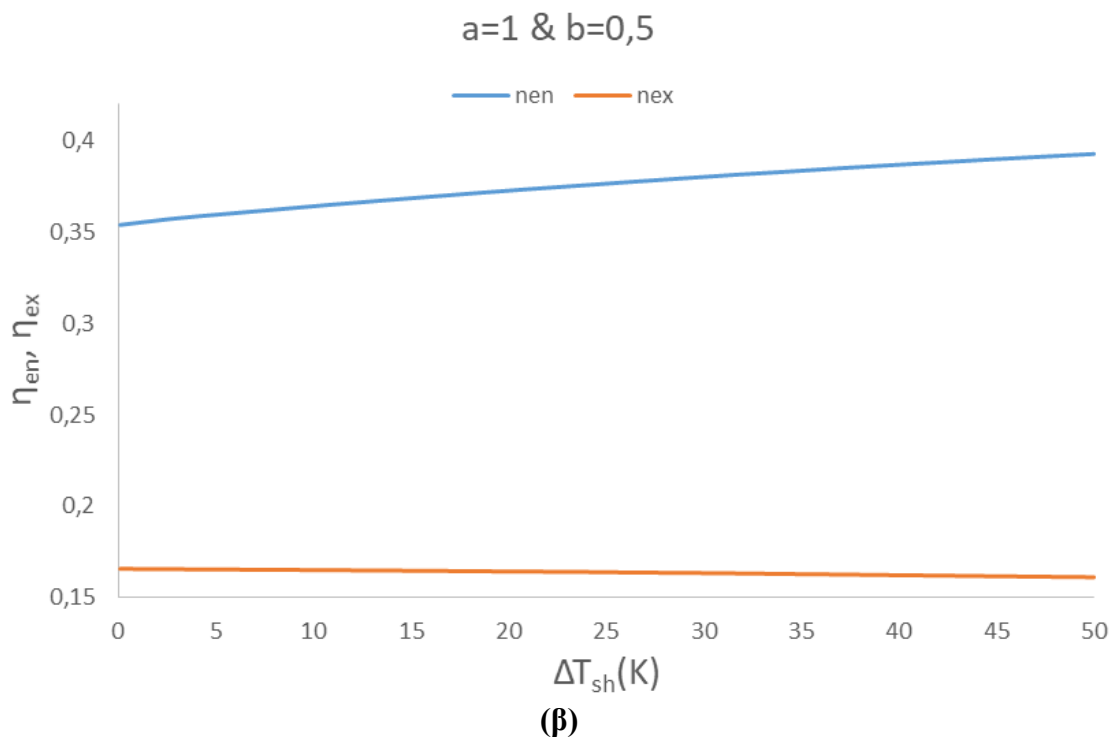
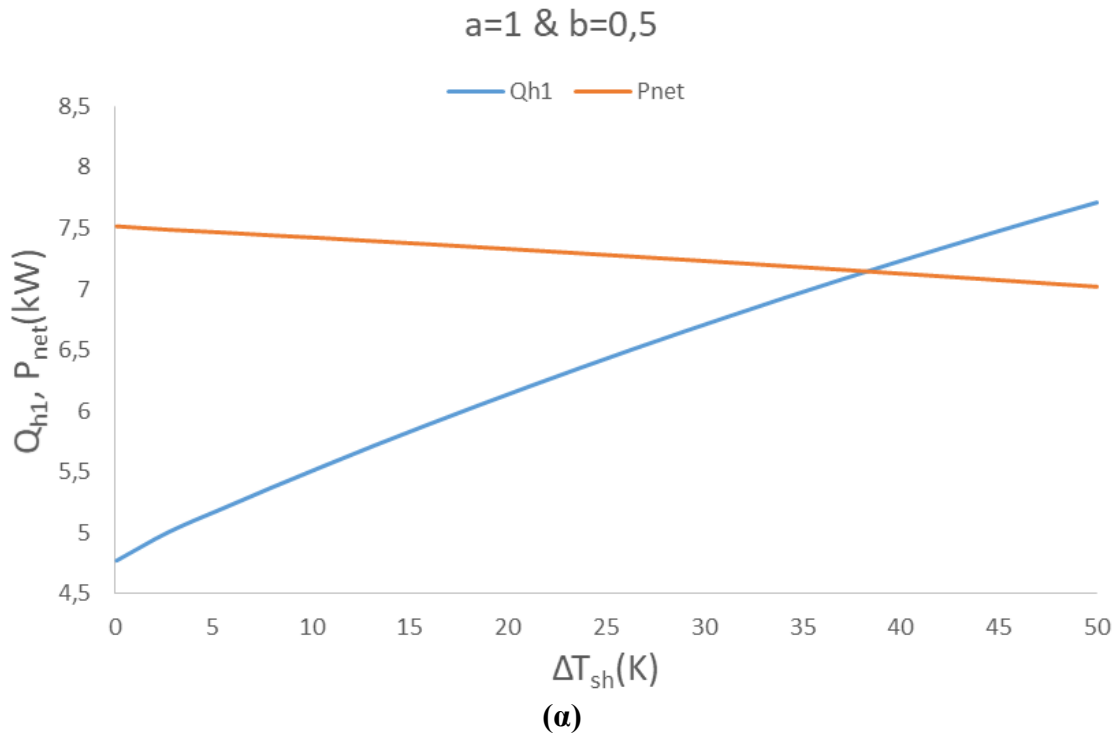
Εικόνα 5.22 Διάγραμμα μεταβολής των Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} με σταθερές τιμές των a , b ($a=0$, $b=1$)



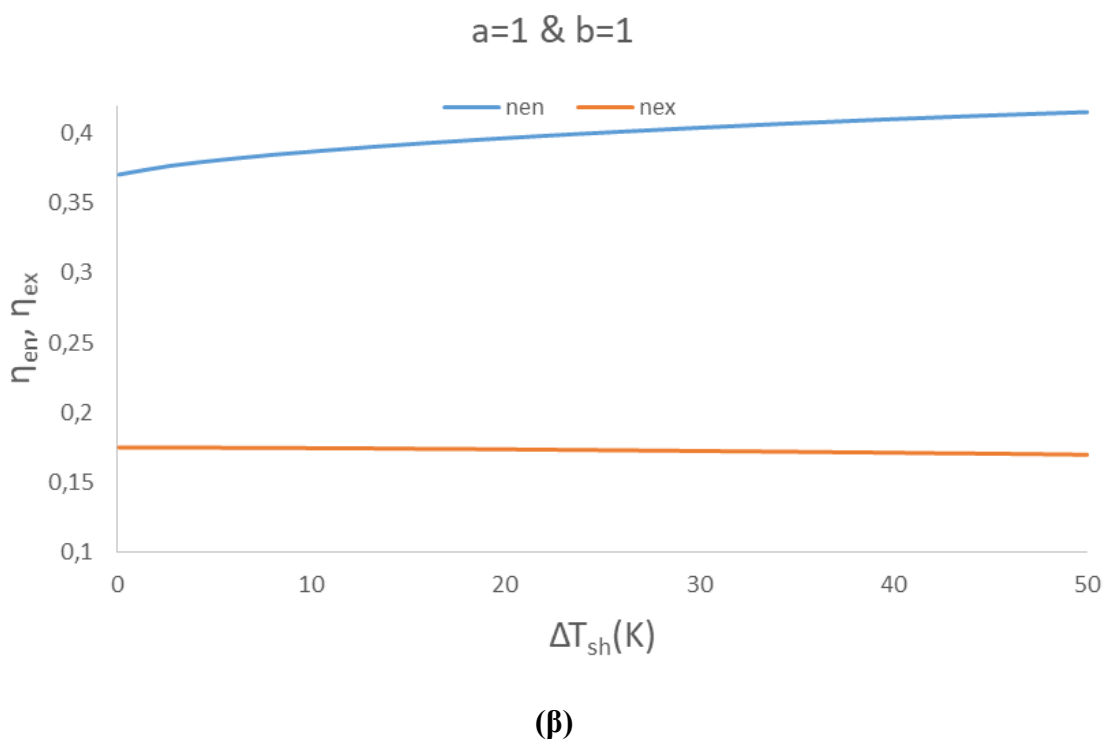
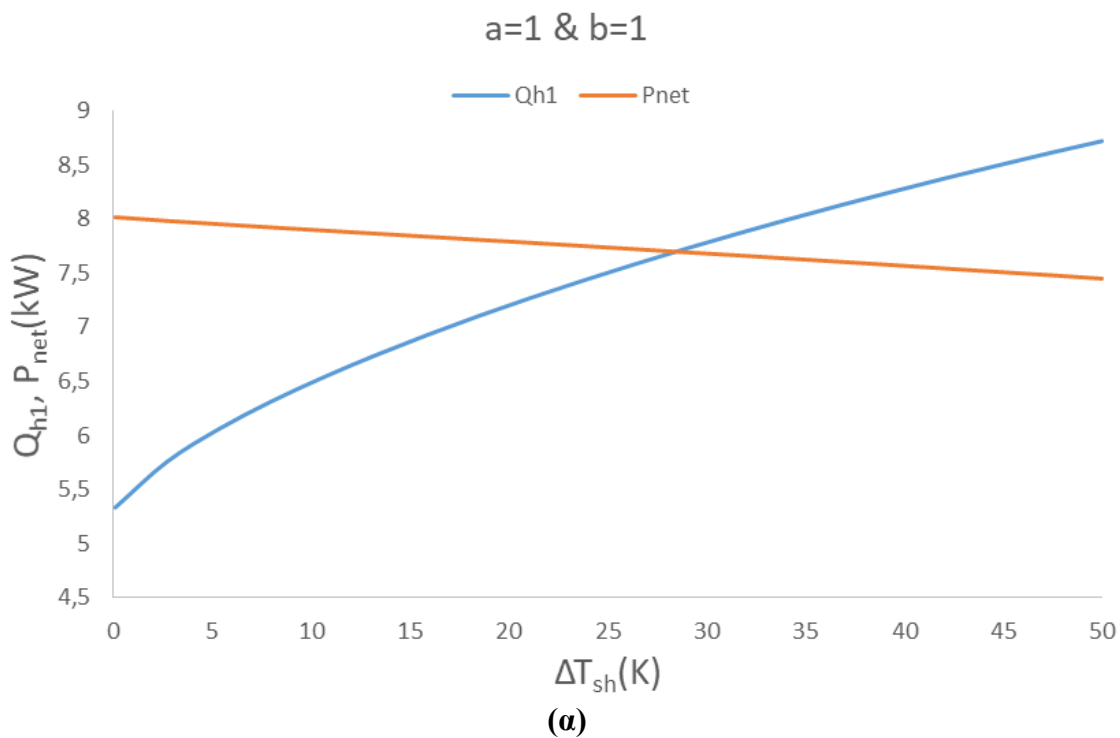
Εικόνα 5.23 Διάγραμμα μεταβολής των Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} με σταθερές τιμές των a , b ($a=0.5$, $b=0.5$)



Εικόνα 5.24 Διάγραμμα μεταβολής των Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} με σταθερές τιμές των a , b ($a=0.5$, $b=1$)



Εικόνα 5.25 Διάγραμμα μεταβολής των Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} με σταθερές τιμές των a , b ($a=1$, $b=0.5$)



Εικόνα 5.26 Διάγραμμα μεταβολής των Q_{h1} , P_{net} (α) και η_{en} , η_{ex} (β) συναρτήσει της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} με σταθερές τιμές των a , b ($a=1$, $b=1$)

Όπως έχουμε ήδη προαναφέρει, καθώς αυξάνει η τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης (ΔT_{sh}), αυξάνουν ανάλογα ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{en}) και η θερμότητα που λαμβάνεται μετά το στρόβιλο (Q_{h1}). Αντίστοιχα, τα άλλα δύο μεγέθη, η ηλεκτρική ισχύς (P_{net}) και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{ex}) μειώνουν όσο αυξάνει το ΔT_{sh} . Αναλυτικότερα, από τις σχέσεις 4.56 και 4.57:

$$\eta_{en} = \frac{P_{el} - P_{pump} + Q_e + Q_{h1} + Q_{h2}}{Q_{sol} + Q_B}, \quad (4.56)$$

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el} - P_{pump} + Q_e \cdot \left(\frac{T_{am}}{273 + T_e} - 1 \right) + Q_{h1} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{273 + T_{h1}} \right) + Q_{h2} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{273 + T_{h2}} \right)}{Q_{sol} \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_{am}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right) + Q_B}, \quad (4.57)$$

Αποδεικνύεται και μαθηματικά η συσχέτιση των Q_{h1} , P_{net} (όπου $P_{net} = P_{el} - P_{pump}$) με τους βαθμούς απόδοσης, ενεργειακού η_{en} και εξεργειακού η_{ex} . Με άλλα λόγια, καθώς με την αύξηση του ΔT_{sh} αυξάνει με μεγάλο το ρυθμό το Q_{h1} και μειώνεται με αρκετά μικρότερο ρυθμό το P_{net} (βλέπε διαγράμματα – εικόνες 5.19(α), 5.20(α), 5.21(α), 5.22(α), 5.23(α), 5.24(α), 5.25(α), 5.26(α)), απόρροια αυτού είναι τελικά η αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης (η_{en}). Όμως, κάτι παρόμοιο δεν ισχύει στην περίπτωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης (η_{ex}). Αντιθέτως, μειώνεται λίγο, όπως φαίνεται και στα διαγράμματα παραπάνω. Αυτό συμβαίνει, διότι ναι μεν το Q_{h1} αυξάνει με μεγάλο ρυθμό και το P_{net} μειώνεται με αρκετά μικρότερο, αλλά στη σχέση 4.57 το $P_{net} = P_{el} - P_{pump}$ παραμένει ως έχει, ενώ το Q_{h1} πολλαπλασιάζεται με την παράσταση $\left(1 - \frac{T_{am}}{273 + T_{h1}} \right)$, πράγμα που υποβαθμίζει την τιμή του και τον μεγάλο σχετικά ρυθμό αύξησής του. Εν τέλει, η επίδραση του P_{net} πλέον φαντάζει μεγαλύτερη από εκείνη του Q_{h1} εξαιτίας και μόνο της παραπάνω παράστασης.

Αξίζει επίσης να αναφερθεί πως η βέλτιστη περίπτωση, από πλευρά a , b είναι όταν παίρνουν τις τιμές 0, 1 αντίστοιχα. Δηλαδή πρόκειται για την εικόνα 5.20(α, β). Παρατηρώντας και όλα τα άλλα διαγράμματα, διαπιστώνουμε πως μόνο σε αυτήν την περίπτωση όλες οι καμπύλες είναι πιο πάνω από τις υπόλοιπες των άλλων περιπτώσεων.

Τέλος, καθώς με τη βελτιστοποίηση μέσω της μεθόδου Pareto, αλλά και με τα παραπάνω διαγράμματα, καταλήξαμε στις τιμές των a , b , ΔT_{sh} να είναι ίσες με 0, 1, 25 K, αντίστοιχα, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται και τα αποτελέσματα από την ανάλυση του συστήματος σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης. Επίσης, όπως αναφέραμε ήδη, το σύστημα ORC, και κατ' επέκταση και το σύστημα ψύξης, θα λειτουργούν σε μόνιμες συνθήκες με σκοπό την ευστάθεια του συστήματος. Συνεπώς, οι τιμές των μεγεθών που αφορούν την εκάστοτε ισχύ εξόδου, θα διατηρούνται σταθερές. Αυτό θα επιτευχθεί με τη χρήση του λέβητα βιομάζας τις ώρες όπου δεν επικρατεί η απαραίτητη ηλιοφάνεια κατά τη διάρκεια της ημέρας, όπως θα φανεί και στην επόμενη ενότητα που διακρίνονται τα αποτελέσματα του δυναμικού συστήματος. Επίσης, οι τιμές του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι ενδεικτικές για το σύστημα σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης, καθώς λόγω του δυναμικού συστήματος, θα μεταβάλλονται κάθε χρονική στιγμή.

Ακολουθεί ο πίνακας των αποτελεσμάτων:

Μέγεθος	Τιμή
Συντελεστής a	0
Συντελεστής b	1
Θερμοκρασία υπερθέρμανσης ΔT_{sh}	25 K
Εργαζόμενο μέσω συλλεκτών-δοχείου	Therminol VP-1
Εργαζόμενο οργανικό μέσο	Τολουένιο
Εργαζόμενο ψυκτικό μέσο	R600a
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης η_{en}	41.45%
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex}	18.16%
Προσδιδόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες (Q_u)	42.23 kW
Προσδιδόμενη θερμότητα στο σύστημα ORC (Q_{in})	36.67 kW
Θερμότητα που λαμβάνεται στην έξοδο του στροβίλου του ORC (Q_{h1})	7.91 kW
Θερμότητα που λαμβάνεται από το δοχείο προς χρήση (Q_{h2})	5 kW
Ψυκτική ισχύς (Q_e)	5 kW
COP ψυκτικού κύκλου	5.581
Ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς (P_{net})	8.20 kW

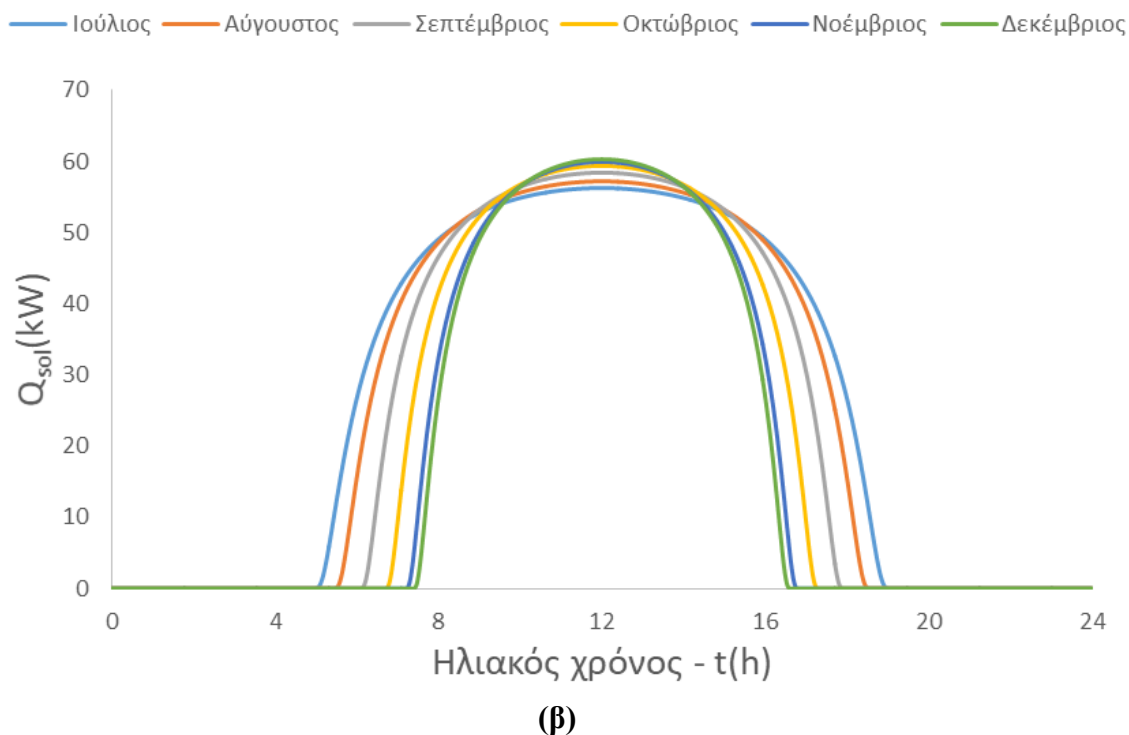
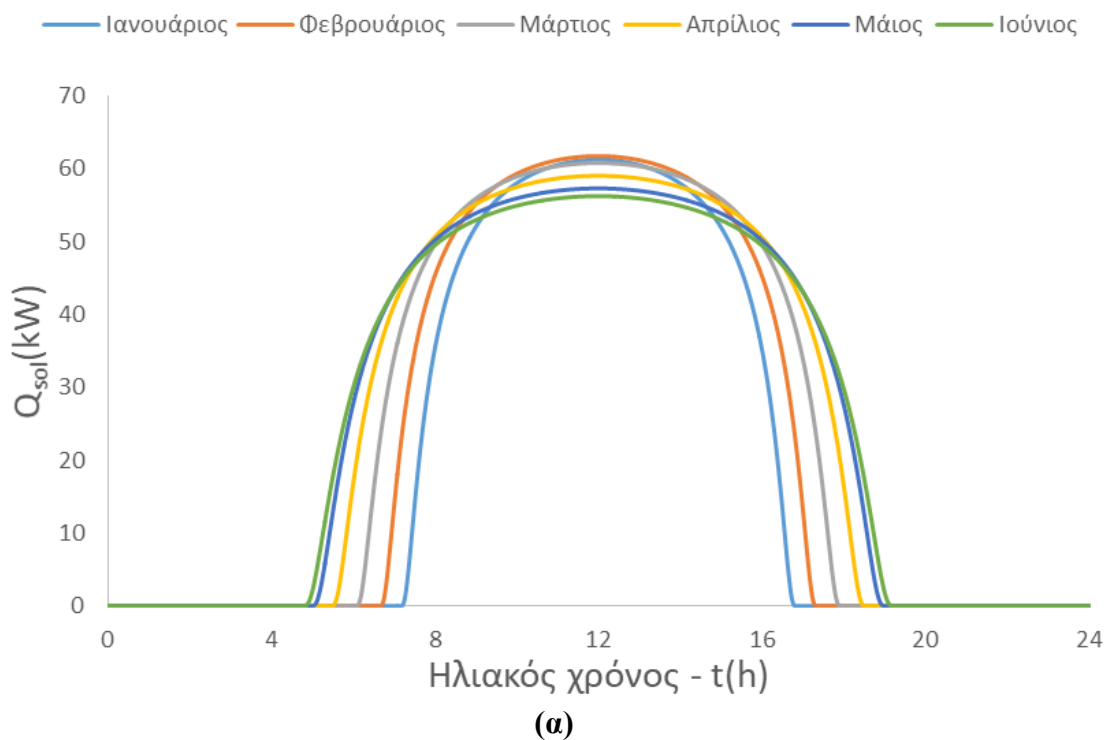
Πίνακας 5.5 Αποτελέσματα της ανάλυσης και βελτιστοποίησης του συνολικού συστήματος σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης

5.3 Αποτελέσματα ανάλυσης δυναμικού συστήματος

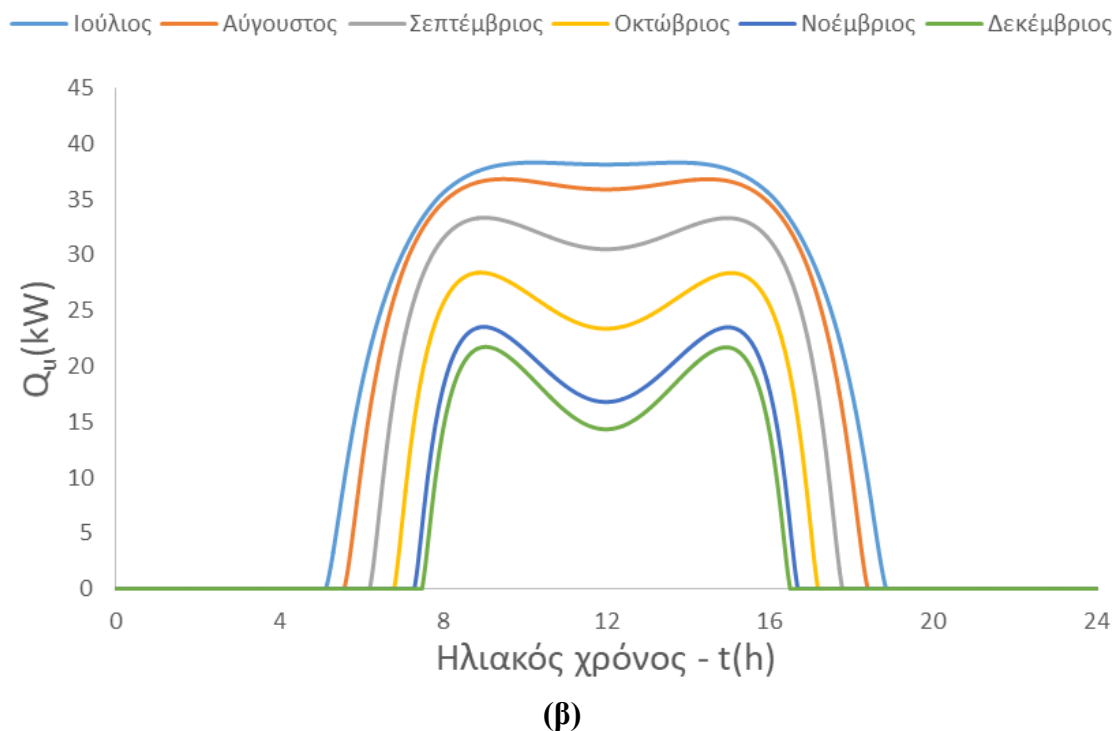
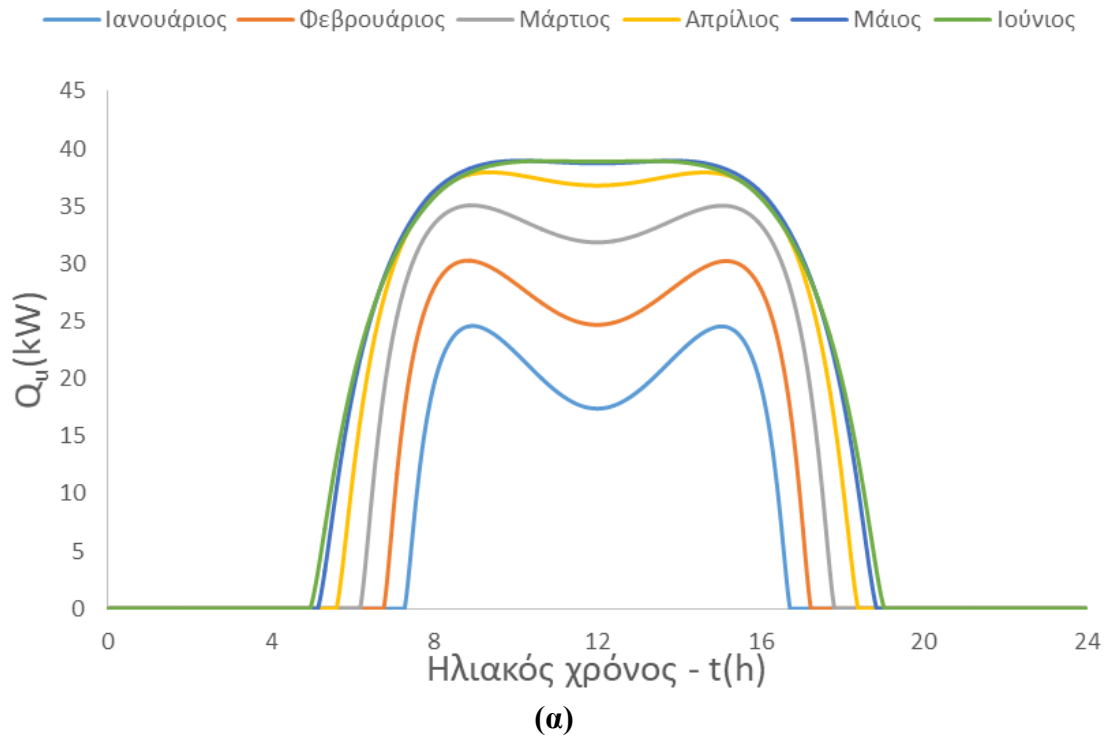
Στην προηγούμενη ενότητα, παρουσιάστηκαν τα αποτελέσματα του συστήματος για συνθήκες μόνιμης κατάστασης. Όμως, πρόκειται για ιδανικές συνθήκες σταθερής πηγής εισόδου, της ηλιακής ακτινοβολίας. Κάτι τέτοιο βέβαια, προφανώς και δε συμβαίνει και θα πρέπει να αναλυθεί το σύστημα πλέον σε πραγματικές συνθήκες. Και δε μιλάμε μόνο για την μεταβολή της ακτινοβολίας και της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της ημέρας, αλλά και για τις συνολικές μέρες του χρόνου όπου παρατηρούνται συνθήκες ηλιοφάνειας. Είναι φανερό, πως η ηλιοφάνεια, δεν αποτελεί φαινόμενο και τις 365 μέρες του χρόνου. Αυτό γίνεται φανερό στην επόμενη ενότητα του συγκεκριμένου κεφαλαίου, όπου γίνεται ανάλυση της οικονομικής σκοπιάς του εν λόγω συστήματος.

Παρακάτω ακολουθούν κάποια διαγράμματα στα οποία φαίνεται η θερμική ισχύς του ήλιου στην επιφάνεια των συλλεκτών (Q_{sol}), η προσδιδόμενη θερμική ισχύς στο σύστημα (Q_u), ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών ($\eta_{th,c}$), και η άμεση ακτινοβολία (G_b) πολλαπλασιασμένη με τον διορθωτικό συντελεστή $K(\theta)$ της γωνίας πρόσπτωσης στους παραβολικούς συλλέκτες με κάτοπτρο, κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα.

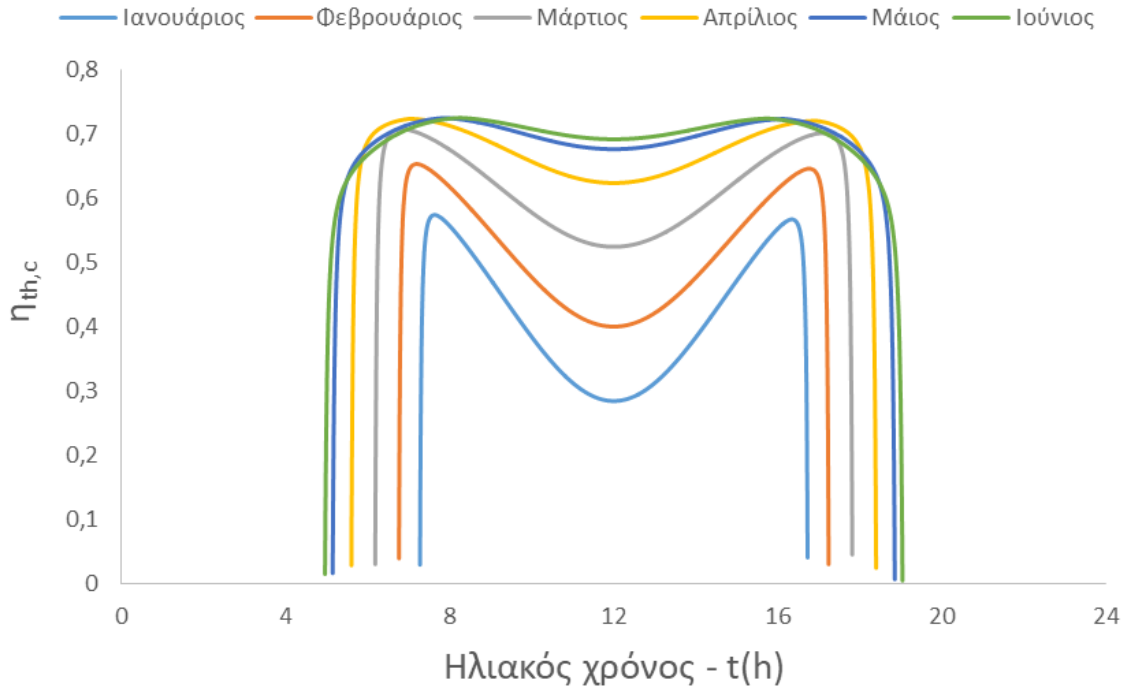
Σημειώνεται πως τα διαγράμματα άμεσης ακτινοβολίας (G_b) και διακύμανσης της θερμοκρασίας (T_{am}), φαίνονται στο 2^ο κεφάλαιο (εικόνες 2.6 και 2.7).



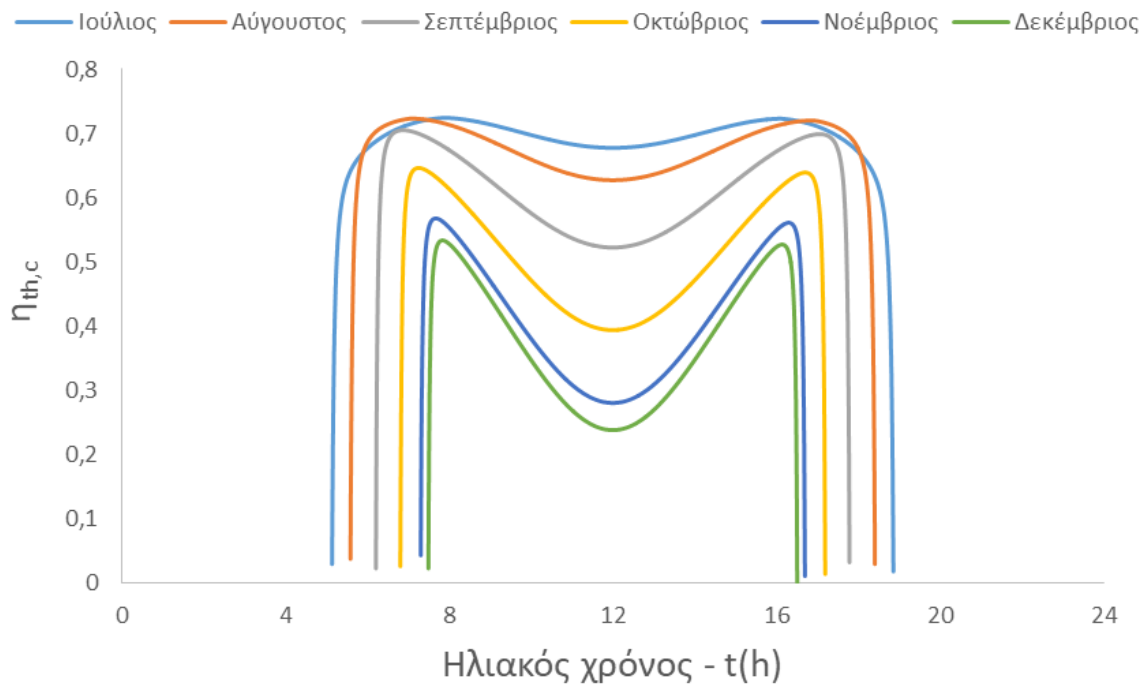
Εικόνα 5.27 Διάγραμμα μεταβολής της διαθέσιμης ηλιακής θερμικής ισχύος στην επιφάνεια των συλλεκτών (Q_{sol}) συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για τη μέση μέρα κάθε μήνα, όπου (α) οι πρώτοι έξι μήνες και (β) οι έξι τελευταίοι



Εικόνα 5.28 Διάγραμμα μεταβολής της προσδιδόμενης ισχύος – θερμότητας (Q_u) στο σύστημα συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για τη μέση μέρα κάθε μήνα, όπου (α) οι πρώτοι έξι μήνες και (β) οι έξι τελευταίοι

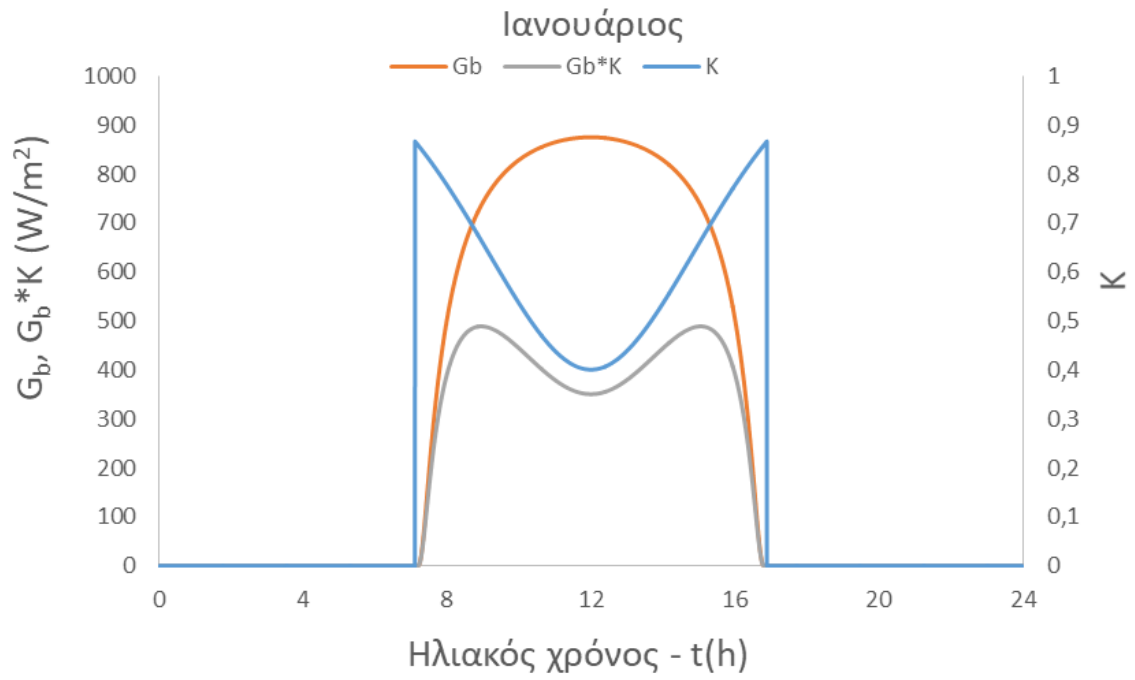


(α)

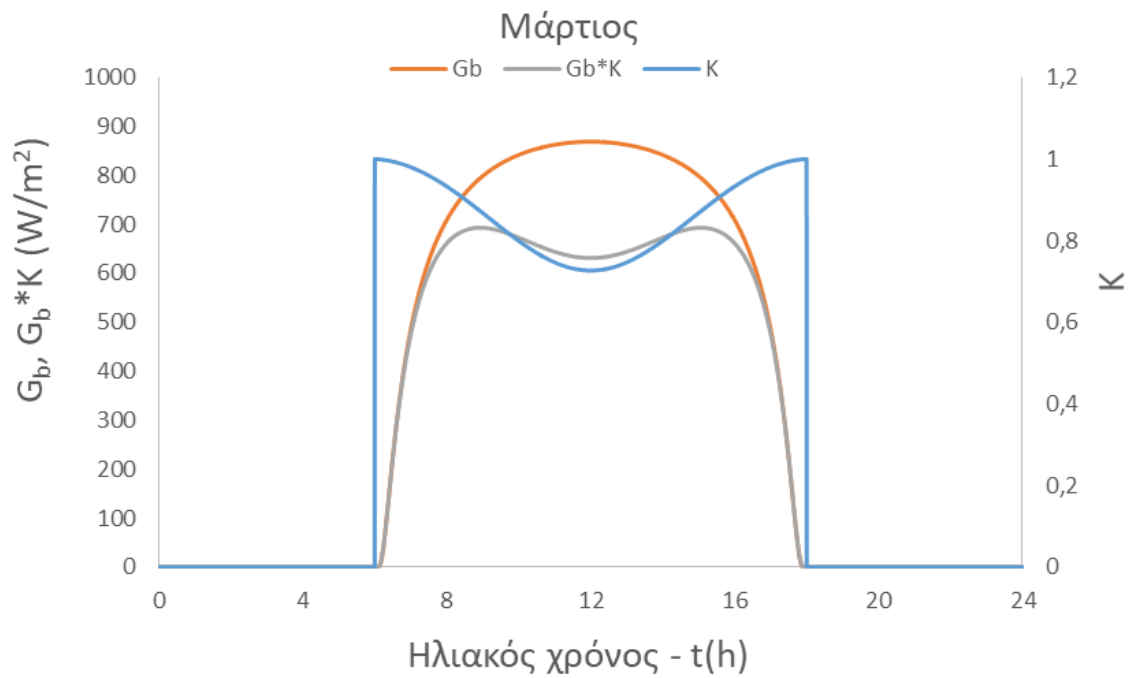


(β)

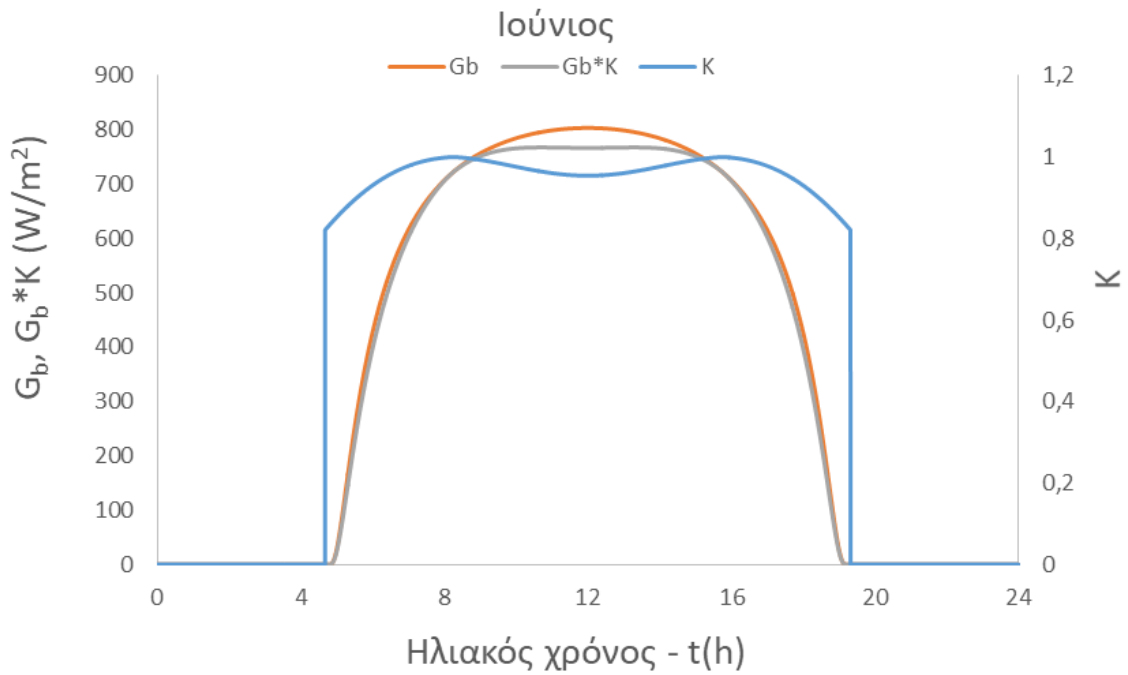
Εικόνα 5.29 Διάγραμμα μεταβολής του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών ($\eta_{th,c}$) συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για τη μέση μέρα κάθε μήνα, όπου (α) οι πρώτοι έξι μήνες και (β) οι έξι τελευταίοι



(α)

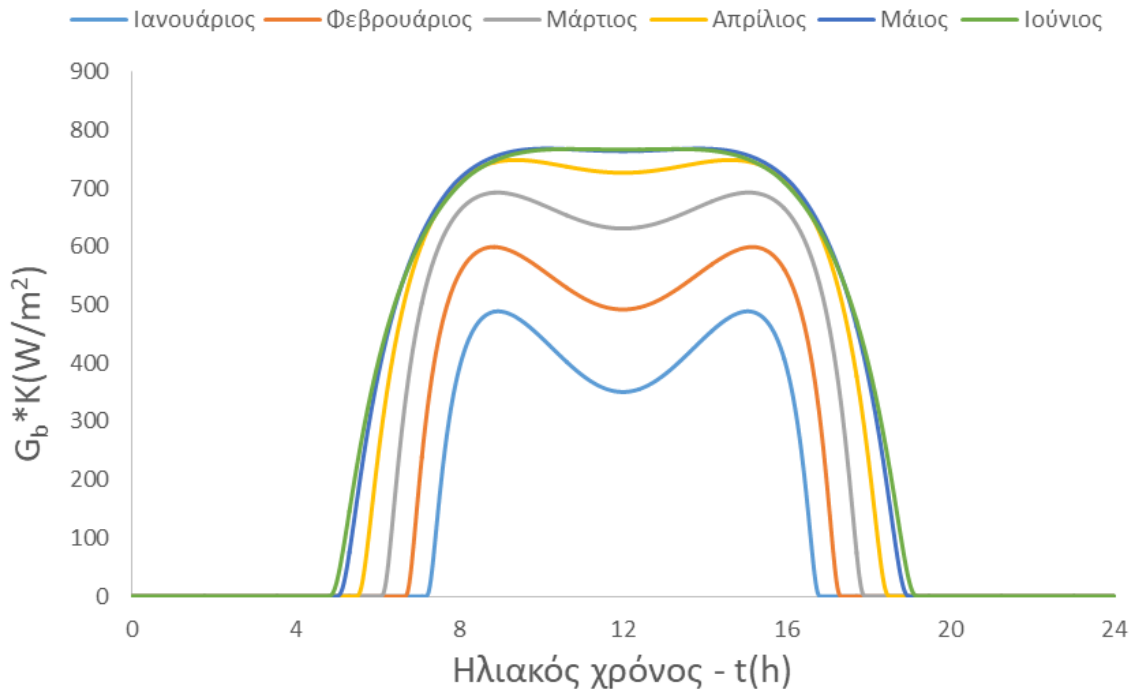


(β)

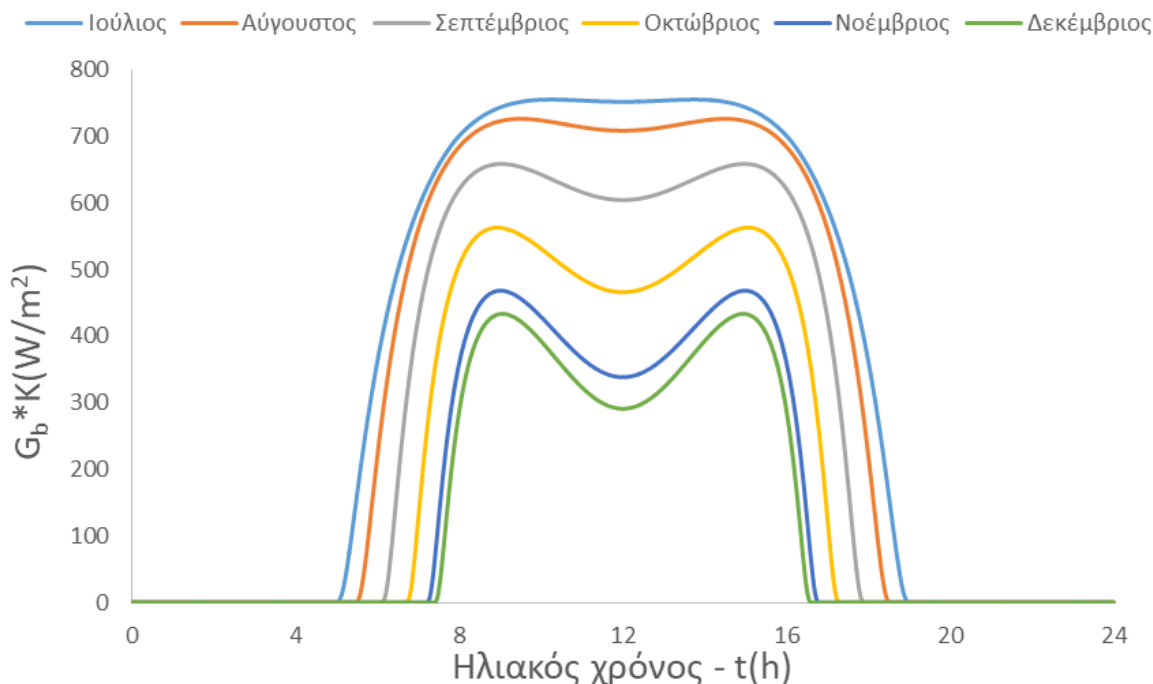


(γ)

Εικόνα 5.30 Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή $K(\theta)$, της άμεσης ακτινοβολίας G_b και του γινομένου $G_b * K$ συναρτήσει των μηνών (α) Ιανουάριος (β) Μάρτιος και (γ) Ιούνιος



(α)



(β)

Εικόνα 5.31 Διάγραμμα μεταβολής του γινομένου ($G_b \cdot K$) συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για τη μέση μέρα κάθε μήνα, όπου (α) οι πρώτοι έξι μήνες και (β) οι έξι τελευταίοι

Στο πρώτο διάγραμμα (εικόνα 5.27) παρατηρείται μέγιστη τιμή της Q_{sol} κατά τους χειμερινούς μήνες και ελάχιστη κατά τους θερινούς. Αυτό συμβαίνει καθώς η τιμή του Q_{sol} είναι το γινόμενο της άμεσης ακτινοβολίας G_b με την επιφάνεια των συλλεκτών. Έτσι, καθώς η επιφάνεια των συλλεκτών είναι δεδομένη και σταθερή, αυτό σημαίνει πως η θερμική ισχύς Q_{sol} ακολουθεί την καμπύλη της άμεσης ακτινοβολίας G_b . Παρατηρώντας το διάγραμμα της G_b συναρτήσει της μέσης μέρας κάθε μήνα (εικόνα 2.7), παρατηρούμε πως παρουσιάζει μέγιστη τιμή επίσης κατά τους χειμερινούς μήνες και ελάχιστη τους θερινούς. Αυτό συμβαίνει καθώς η γη βρίσκεται σε απόσταση κοντινότερη στον ήλιο τον χειμώνα και μεγαλύτερη το καλοκαίρι. Βέβαια, μην ξεχνάμε πως πρόκειται για χειμώνα και καλοκαίρι στο βόρειο ημισφαίριο. Όμως, θα ήταν «παράλογο» να ισχυριστούμε πως τελικά οι συλλέκτες αποδίδουν καλύτερα τον χειμώνα. Αυτό διαψεύδεται από το διάγραμμα, καθώς ναι μεν συμβαίνει αυτό που παρατηρήθηκε παραπάνω, ωστόσο παρατηρείται επίσης πολύ μεγαλύτερο άνοιγμα της καμπύλης κατά τους θερινούς μήνες σε σχέση με τους χειμερινούς, πράγμα που σημαίνει πως κατά την ολοκλήρωση με το χρόνο, τελικά προκύπτουν πολύ μεγαλύτερα ποσά θερμικής ενέργειας το καλοκαίρι συγκριτικά με τον χειμώνα.

Στα δύο επόμενα διάγραμμα (εικόνα 5.28 και 5.29), παρατηρούμε πως το G_u και ο $\eta_{th,c}$ ακολουθούν ανάλογη πορεία κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα. Αρχικά, αυτό εξηγείται καθώς από την εξίσωση (4.3) βλέπουμε πως ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών είναι ανάλογος της προσδιδόμενης θερμότητας στο σύστημα. Επίσης, κατά τους χειμερινούς μήνες, παρατηρείται μία υποχώρηση των παραπάνω μεγεθών. Αυτό

συμβαίνει διότι το χειμώνα, ο ήλιος είναι πιο χαμηλά σε σχέση με το καλοκαίρι, συνεπώς τις μεσημβρινές ώρες, μειώνεται ο οπτικός βαθμός απόδοσης των συλλεκτών εξαιτίας της μεγαλύτερης «σκίασης» που παρουσιάζεται σε ένα μεγάλο τμήμα του σωλήνα των συλλεκτών.

Στο διάγραμμα - εικόνα 5.30, παρατηρούμε την επίδραση του όρου $K(\theta)$ στην άμεση ακτινοβολία για τρεις μήνες του έτους, τον Ιανουάριο, τον Μάρτιο και τον Ιούνιο. Ο συντελεστής $K(\theta)$, είναι ανάλογος του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών ($\eta_{th,c}$), πράγμα το οποίο επιβεβαιώνεται και από τη σχέση (4.4).

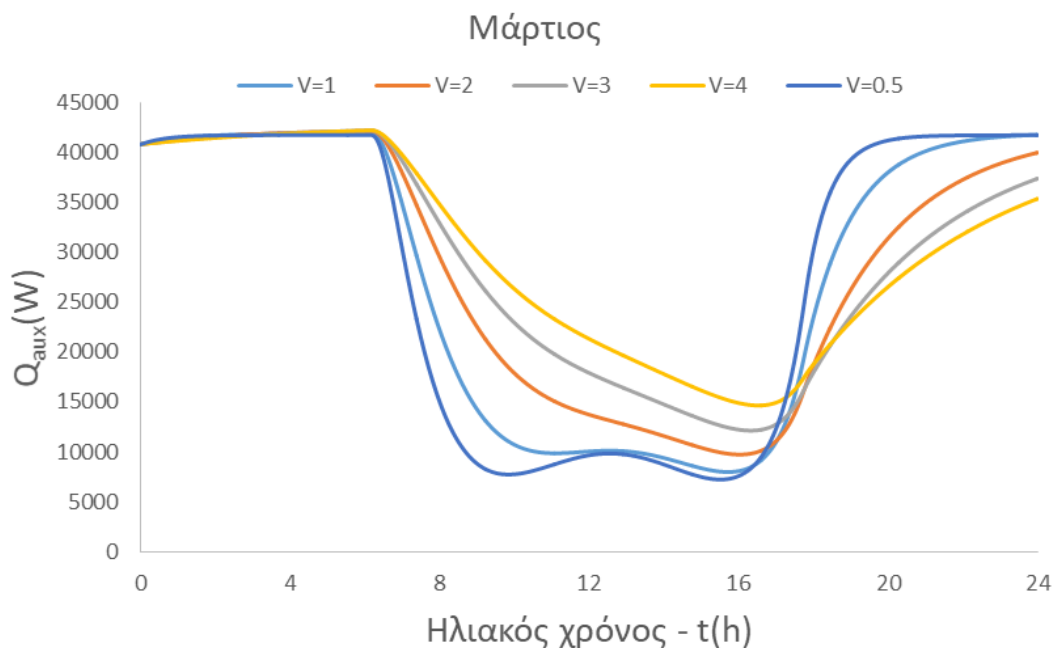
Τέλος, στο τελευταίο διάγραμμα (εικόνα 5.31), το μέγεθος $G_b \cdot K$, επίσης ακολουθεί τον βαθμό απόδοσης των συλλεκτών ($\eta_{th,c}$). Είναι λογικό να συμβαίνει κάτι τέτοιο, διότι και πάλι από την εξίσωση (4.4), παρατηρούμε πως ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών, επίσης είναι ανάλογος με τον όρο $K(\theta)$, συνεπώς ο ίδιος όρος επηρεάζει και το γινόμενο $G_b \cdot K$ με μία υποχώρηση της καμπύλης κατά τους χειμερινούς μήνες. Αναλυτικότερα, ο όρος $G_b \cdot K$ έχει ουσία, καθώς όταν ολοκληρωθεί στη διάρκεια της ημέρας, μας δίνει την διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια σε kWh/m^2 .

Μέχρι στιγμής δεν έχουμε αναφερθεί στον βέλτιστο όγκο του δοχείου. Συνεπώς, στα επόμενα διαγράμματα, ακολουθούν οι μεταβολές της θερμότητας του λέβητα βιομάζας που παράγεται (Q_{aux}) κατά τη διάρκεια της μέσης μέρας τεσσάρων μηνών του έτους για διάφορες τιμές του όγκου του δοχείου αποθήκευσης.

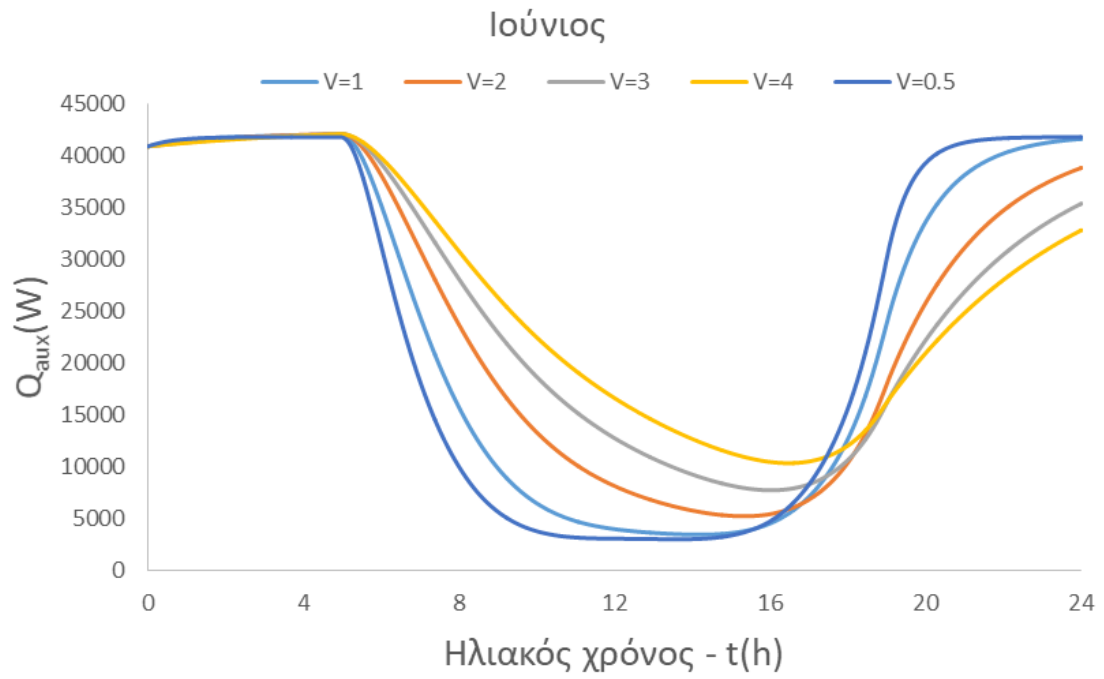
Επίσης, θα ακολουθήσει διάγραμμα στο οποίο φαίνεται η βέλτιστη τιμή του όγκου του δοχείου αποθήκευσης για τις μέσες ημέρες τεσσάρων μηνών του έτους.

Τέλος, το τελευταίο διάγραμμα θα μας υποδείξει την μεταβολή του φορτίου του λέβητα βιομάζας (Q_{aux}) για τον βέλτιστο όγκο του δοχείου.

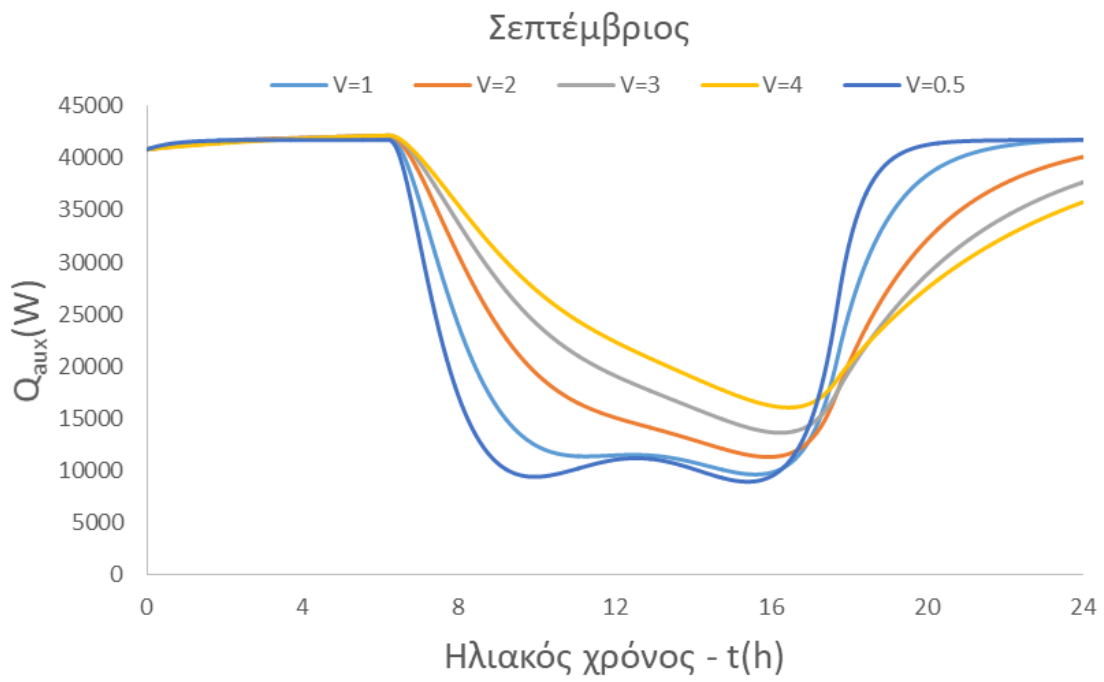
Ακολουθούν τα εν λόγω διαγράμματα:



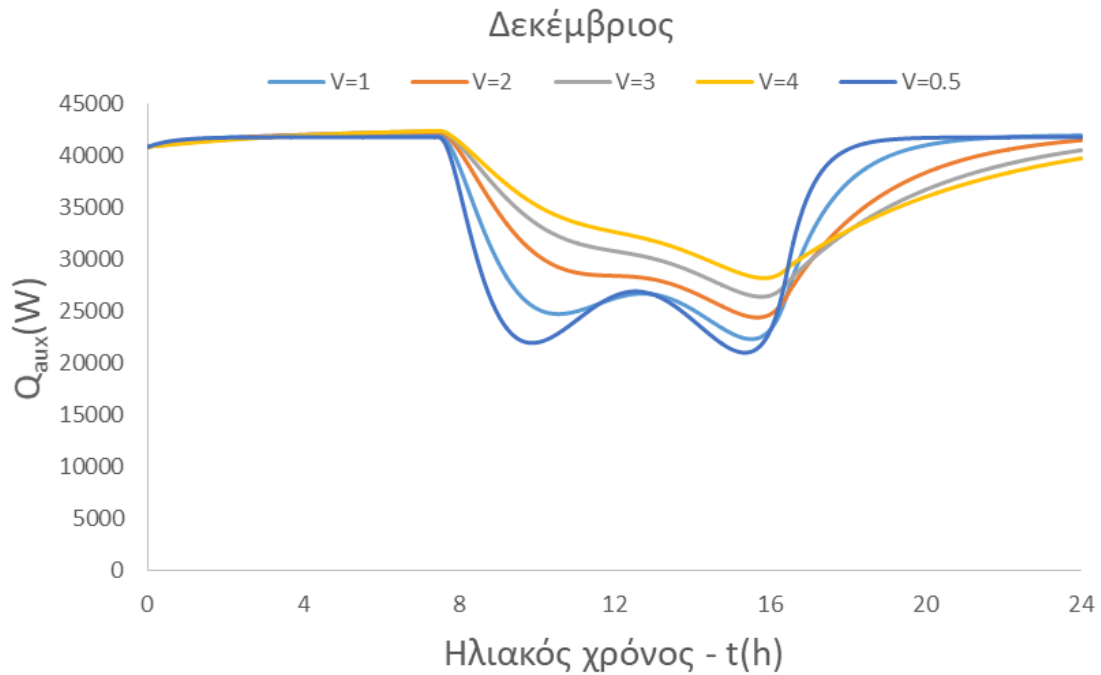
(α)



(β)

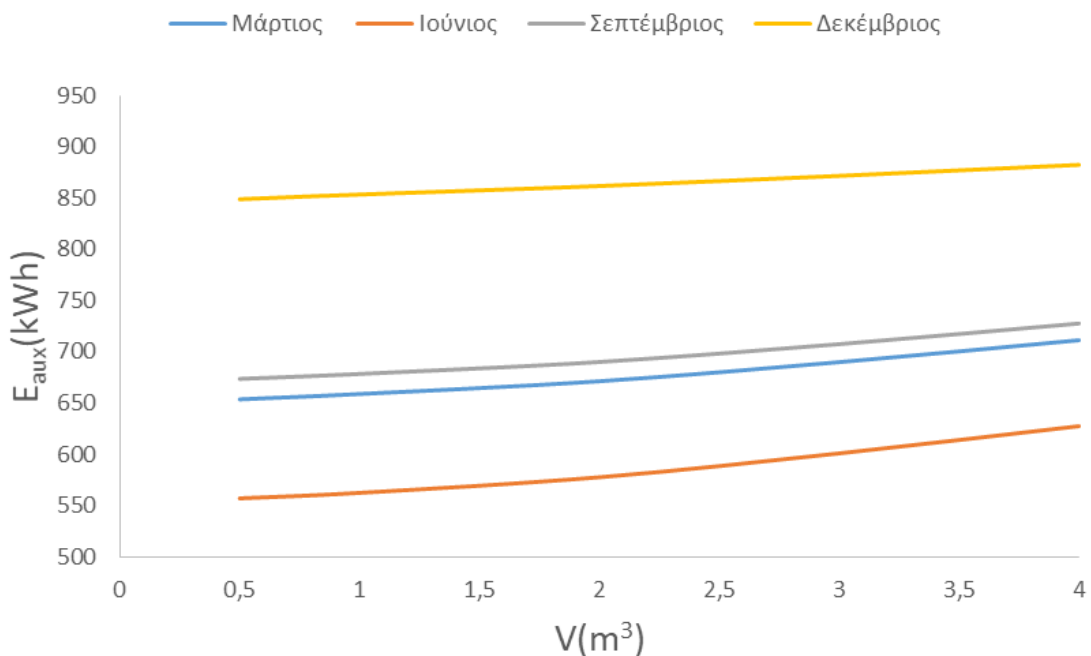


(γ)

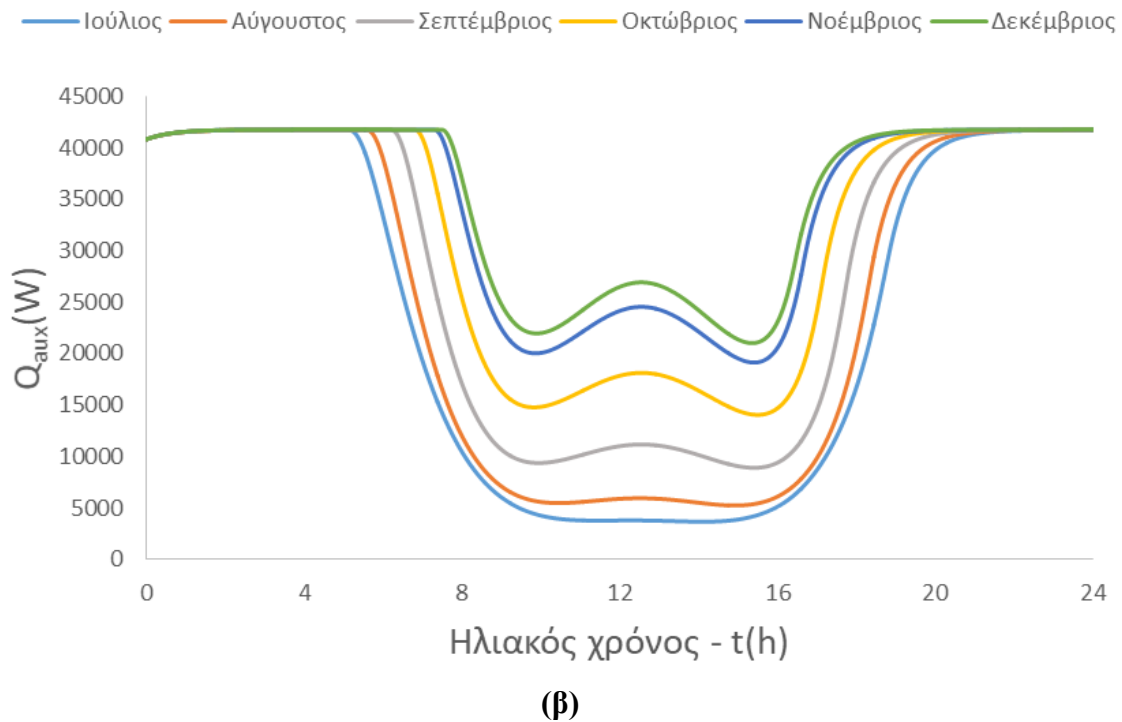
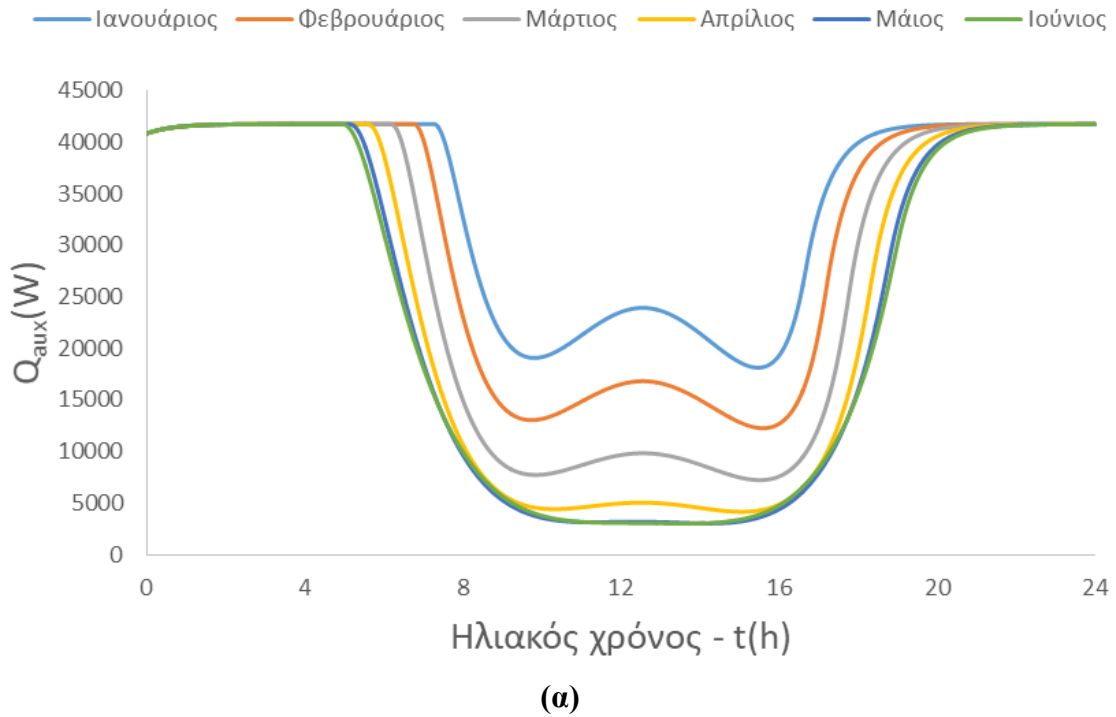


(δ)

Εικόνα 5.32 Διάγραμμα μεταβολής του φορτίου του λέβητα βιομάζας (Q_{aux}) συναρτήσει της μέσης μέρας 4 μηνών, όπου (α) Μάρτιος (β) Ιούνιος (γ) Σεπτέμβριος και (δ) Δεκέμβριος, για διάφορες τιμές του όγκου του δοχείου αποθήκευσης



Εικόνα 5.33 Διάγραμμα μεταβολής της ημερήσιας ενέργειας λειτουργίας του λέβητα βιομάζας (E_{aux}) συναρτήσει του όγκου του δοχείου αποθήκευσης για 4 μήνες του έτους



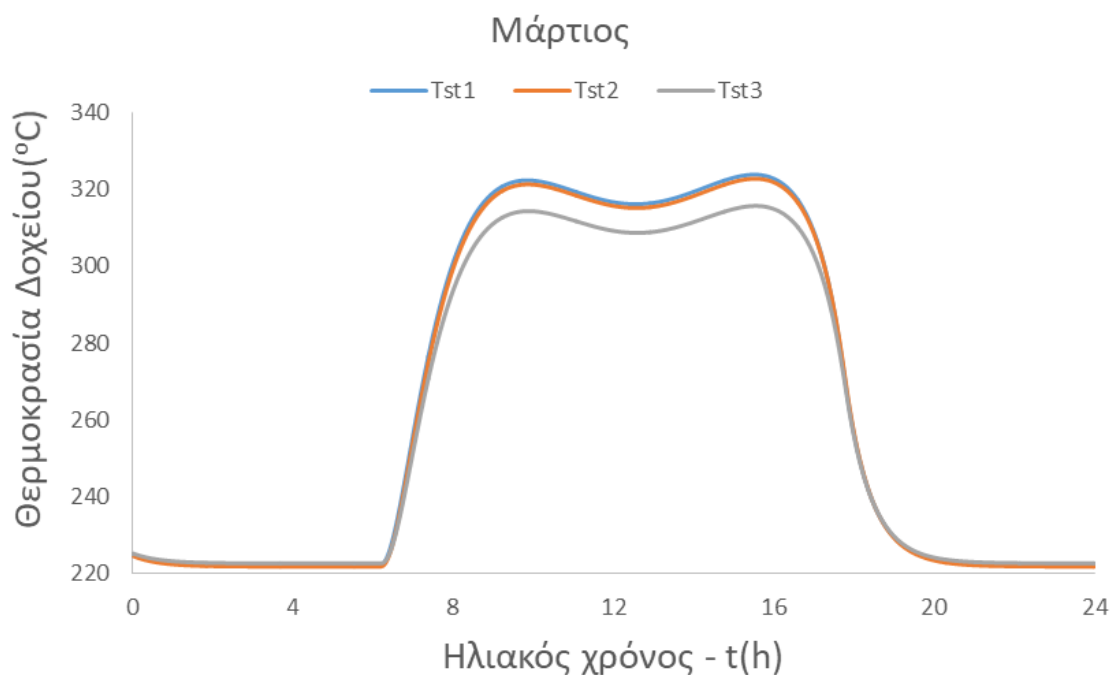
Εικόνα 5.34 Διάγραμμα μεταβολής του φορτίου του λέβητα βιομάζας (Q_{aux}) συναρτήσει της διάρκειας της μέσης μέρας κάθε μήνα για τη βέλτιστη τιμή του όγκου του δοχείου αποθήκευσης, όπου (α) οι πρώτοι έξι μήνες και (β) οι τελευταίοι έξι μήνες του έτους

Στο πρώτο διάγραμμα (εικόνα 5.32), βλέπουμε πως μεταβάλλεται το φορτίο του λέβητα (Q_{aux}) συναρτήσει της διάρκειας της μέσης ημέρας τεσσάρων μηνών του έτους, ανάλογα με την τιμή του όγκου του δοχείου αποθήκευσης. Παρατηρείται ελαχιστοποίηση του φορτίου τις μεσημβρινές ώρες, πράγμα αναμενόμενο και λογικό. Επίσης παρατηρείται ελαχιστοποίηση του φορτίου το μεσημέρι των θερινών μηνών σε σχέση με αυτό των χειμερινών μηνών, πράγμα επίσης αναμενόμενο. Βέβαια, δε μπορούμε οπτικά να αποφανθούμε για τον βέλτιστο όγκο του δοχείου.

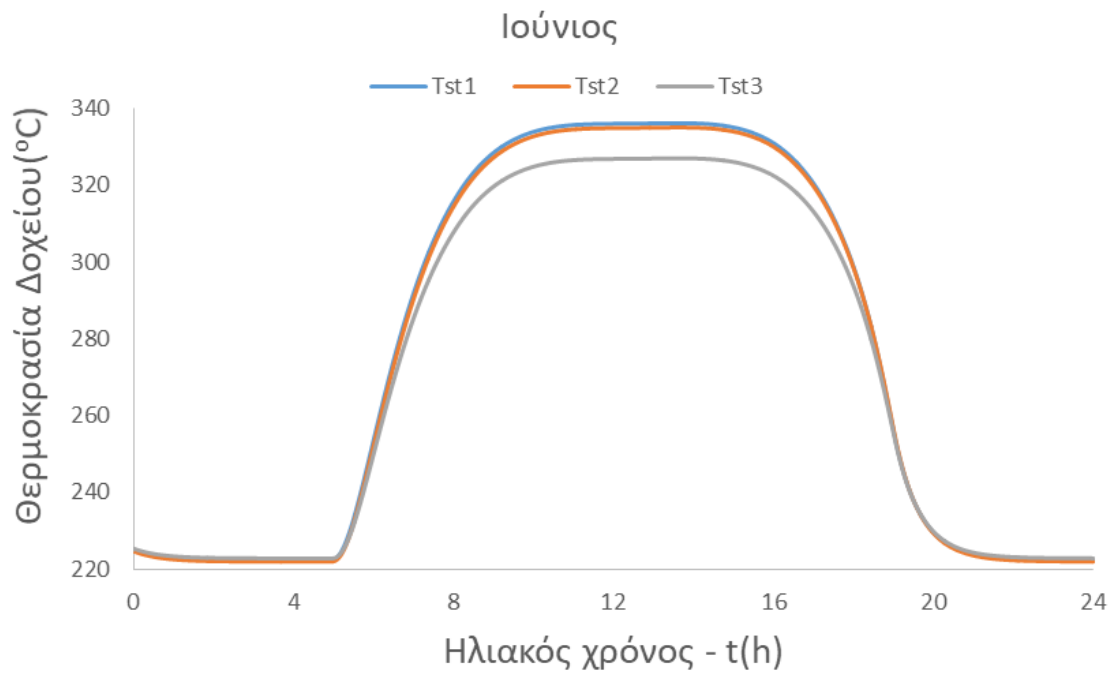
Οπότε, ακολουθεί το επόμενο διάγραμμα (εικόνα 5.33), στο οποίο διακρίνεται η ημερήσια ενέργεια που προσδίδεται στο σύστημα από τον λέβητα (E_{aux}), συναρτήσει του όγκου του δοχείου, για τη μέση ημέρα τεσσάρων μηνών. Καθώς επιθυμούμε ελαχιστοποίηση της ενέργειας που προέρχεται από τον λέβητα, με στόχο την αύξηση του βαθμού απόδοσης, τελικά διαπιστώνεται πως ο βέλτιστος όγκος για το δοχείο αποθήκευσης είναι αυτός των 0.5 m^3 .

Τέλος, ακολουθεί το τελευταίο διάγραμμα (εικόνα 5.34), στο οποίο τελικά φαίνεται η μεταβολή του φορτίου του λέβητα συναρτήσει της διάρκειας της μέσης ημέρας κάθε μήνα του έτους, για την βέλτιστη τιμή του όγκου του δοχείου, εκείνη των 0.5 m^3 .

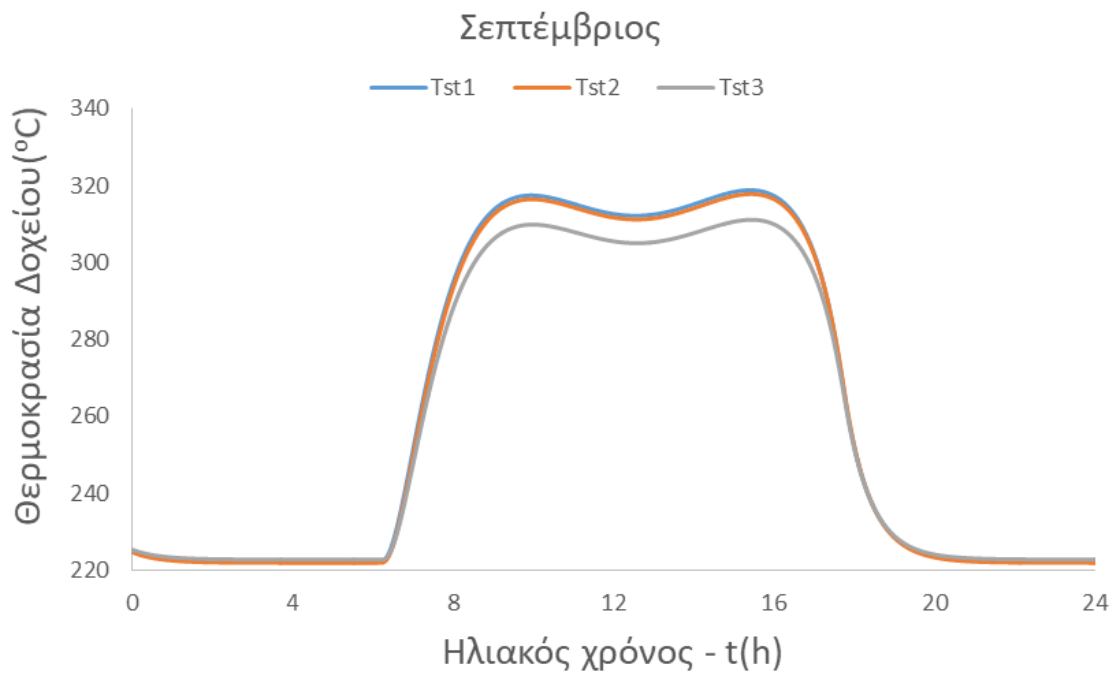
Καθώς επιλέχθηκε ο βέλτιστος όγκος του δοχείου αποθήκευσης, αξίζει να γίνει και μία αναφορά στην θερμοκρασία των ζωνών του δοχείου για τέσσερις μήνες του έτους, αλλά και στη σύγκριση της θερμοκρασίας κάθε ζώνης για τους ίδιους μήνες:



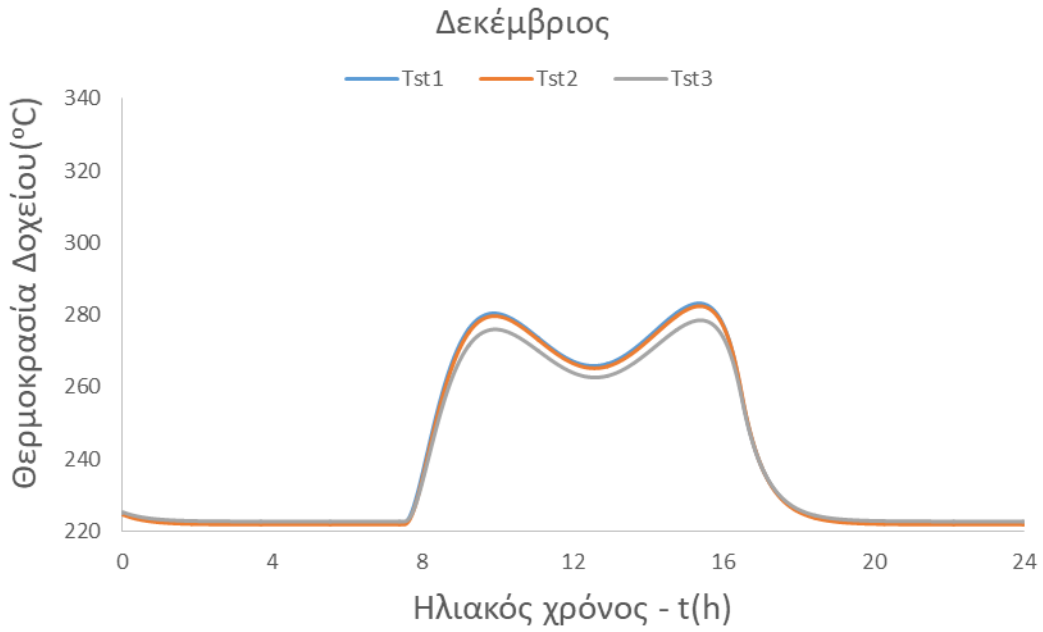
(α)



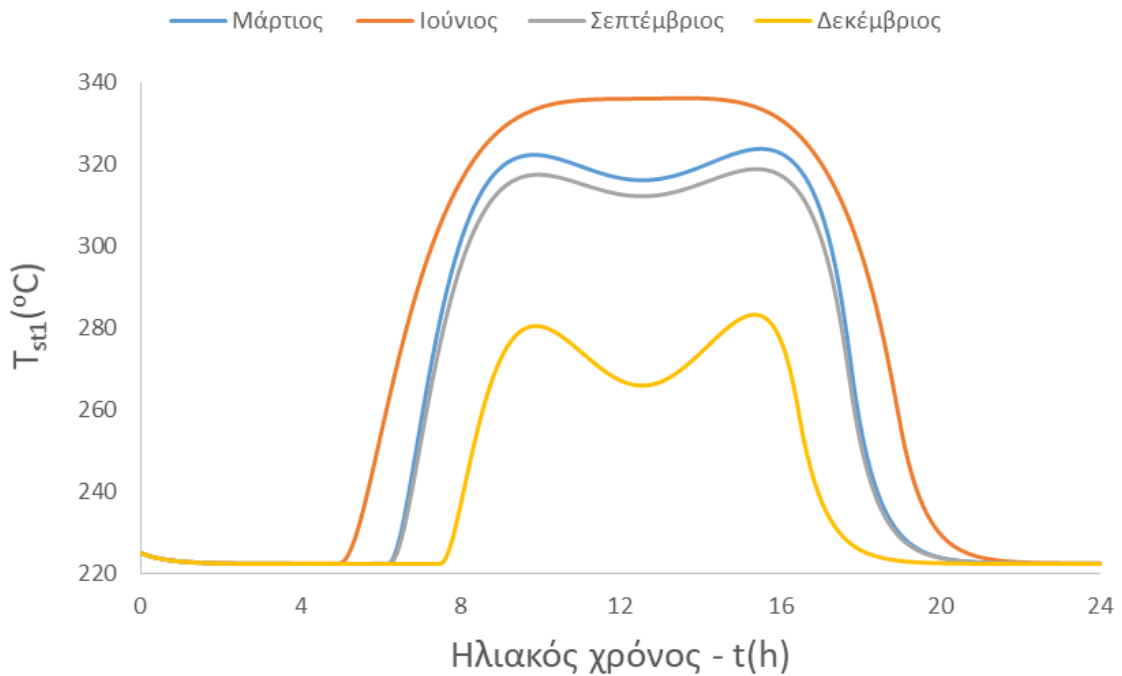
(β)

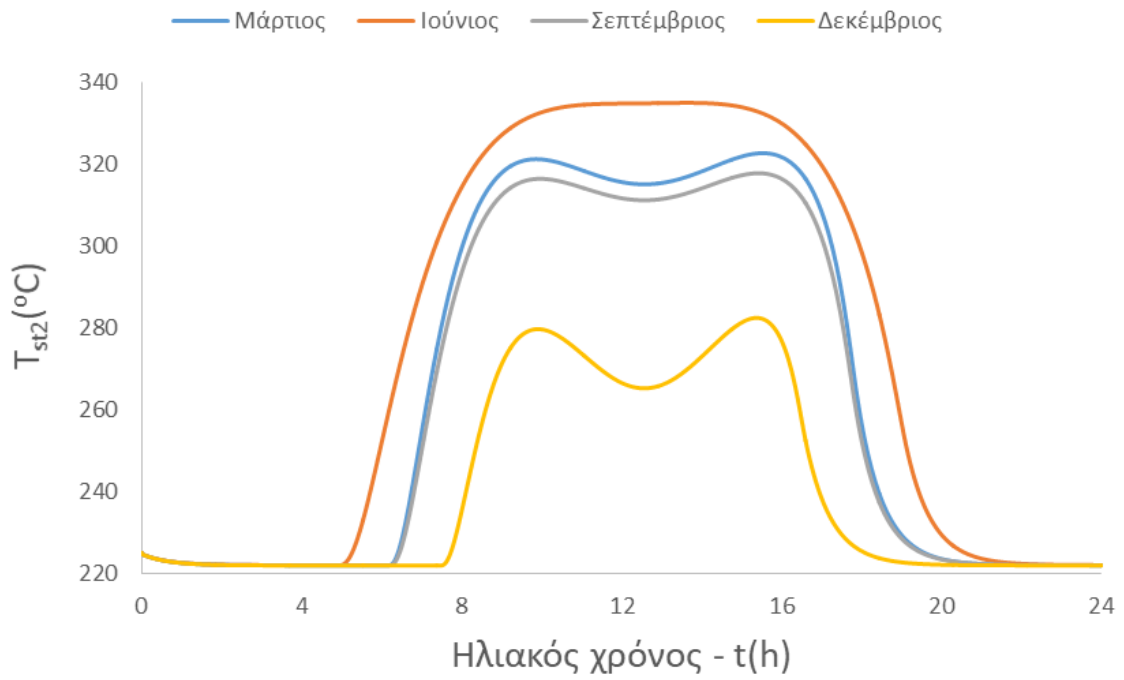


(γ)

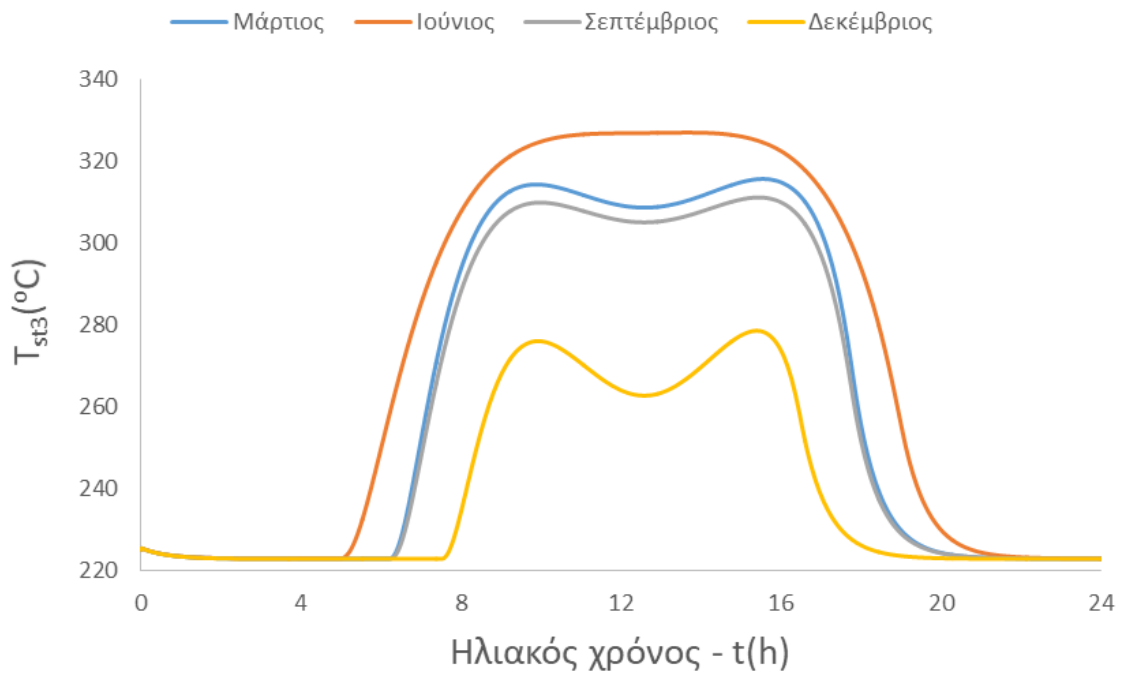


Εικόνα 5.35 Διάγραμμα μεταβολής της θερμοκρασίας κάθε ζώνης του δοχείου αποθήκευσης για τους μήνες (α) Μάρτιος (β) Ιούνιος (γ) Σεπτέμβριος και (δ) Δεκέμβριος





(β)



(γ)

Εικόνα 5.36 Διάγραμμα σύγκρισης της μεταβολής της θερμοκρασίας κάθε ζώνης του δοχείου αποθήκευσης για τέσσερις μήνες του έτους όπου (α) η θερμοκρασία της 1^{ης} ζώνης (β) η θερμοκρασία της 2^{ης} και (γ) της 3^{ης}

Στο πρώτο διάγραμμα (εικόνα 5.35), παρατηρούμε πως μεταβάλλεται η θερμοκρασία των τριών ζωνών του δοχείου αποθήκευσης για τέσσερις μήνες του έτους. Διευκρινίζεται πως η θερμοκρασία της 1^{ης} ζώνης T_{st1} είναι αυτή που βρίσκεται το υγρό πιο ψηλά στο δοχείο, T_{st2} η θερμοκρασία της ζώνης ενδιάμεσα και T_{st3} η θερμοκρασία στο κάτω μέρος του δοχείου.

Βλέπουμε, πως οι θερμοκρασίες των ζωνών 1 και 2, είναι παραπλήσιες, με μεγαλύτερη εκείνη της ζώνης 1 προφανώς, ενώ οι ζώνες 2 και 3, έχουν μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας. Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως έχουμε διαφορετική παραγωγή – κατανάλωση της θερμότητας του λαδιού, καθώς στο ρεύμα των συλλεκτών, η θερμότητα που παράγεται είναι λίγο μικρότερη από αυτήν που απαιτείται για το ρεύμα του ORC καθ' όλη τη διάρκεια του έτους. Επίσης, παρατηρούμε, πως κατά τις ώρες όπου δεν επικρατεί ηλιοφάνεια, η θερμοκρασία της ζώνης 3 είναι οριακά μεγαλύτερη από αυτή της ζώνης 2. Αυτό συμβαίνει διότι εκείνες τις ώρες λειτουργεί ο λέβητας βιομάζας και το έλαιο επιστρέφει στο δοχείο, μετά τη μεταφορά της θερμότητάς του, στο κύκλωμα ORC, σε θερμοκρασία μεγαλύτερη από τη μέση θερμοκρασία που επικρατεί στο δοχείο αποθήκευσης τις βραδινές ώρες.

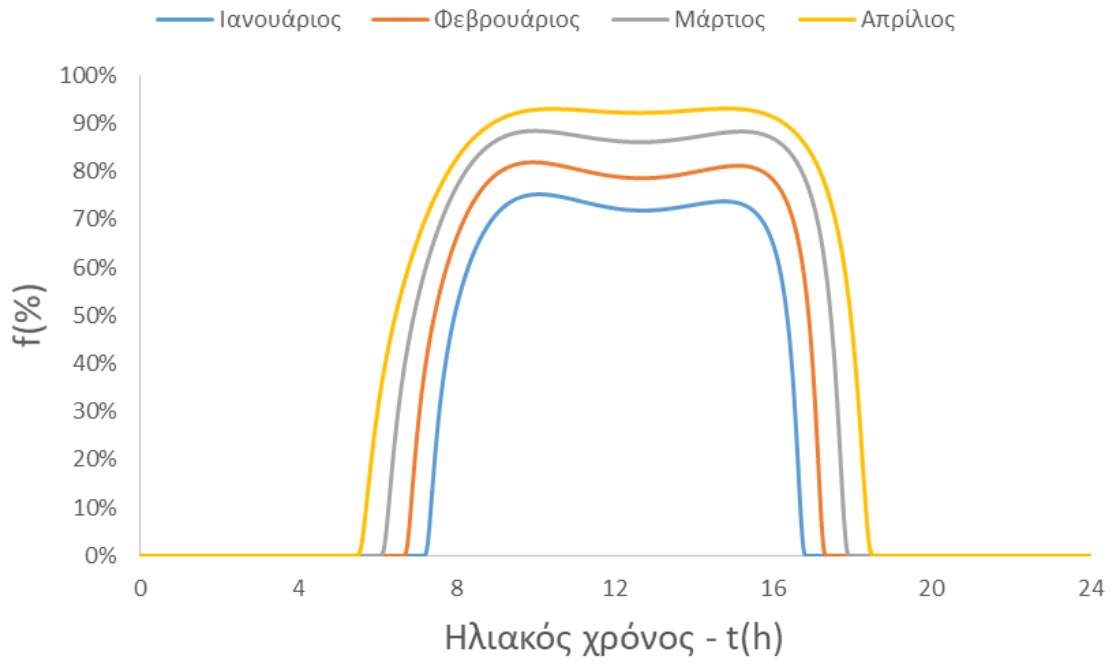
Στο επόμενο διάγραμμα (εικόνα 5.36), παρατηρούμε τη μεγάλη διακύμανση της θερμοκρασίας που επιτυγχάνεται στο έλαιο μέσω των συλλεκτών, κατά τις ώρες που επικρατεί ηλιοφάνεια, σε κάθε ζώνη χωριστά. Μάλιστα, τους θερινούς μήνες (Ιούνιο), η θερμοκρασία σε κάθε ζώνη είναι σημαντικά μεγαλύτερη από εκείνη κατά τους χειμερινούς (Δεκέμβριος). Αυτό είναι λογικό καθώς το καλοκαίρι είναι μεγαλύτερη η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια σε σχέση με το χειμώνα (βλέπε διάγραμμα – εικόνα 5.31 όπου όπως αναφέραμε, το εμβαδό που σχηματίζεται από τους άξονες $G_b \cdot K$ και τον ηλιακό χρόνο – $t(h)$, είναι η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια κατά τη διάρκεια της ημέρας ανά τετραγωνικό μέτρο).

Κατόπιν όλων των παραπάνω, αξίζει τώρα να αναφερθούμε στην ενεργειακή κάλυψη των ηλιακών συλλεκτών (f). Πρόκειται για ένα μέγεθος που ορίζει το ποσοστό κάλυψης των συλλεκτών ως προς την απαραίτητη παραγωγή θερμότητας. Με άλλα λόγια, αν οι συλλέκτες επαρκούν να καλύψουν όλες τις ενεργειακές ανάγκες του συστήματος, τότε πρόκειται ο συντελεστής f να λάβει την τιμή 1, ενώ εάν επαρκούν να καλύψουν τις μισές από τις ενεργειακές ανάγκες, η τιμή του θα είναι 0.5. Όμως, καθώς το σύστημά μας έχει υβριδιστεί, εφόσον έχουμε τοποθετήσει και έναν λέβητα βιομάζας να καλύπτει τις ενεργειακές μας απαιτήσεις, αυτό σημαίνει πως η τιμή του συντελεστή f θα είναι μικρότερη της μονάδας, καθ' όλη τη διάρκεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα.

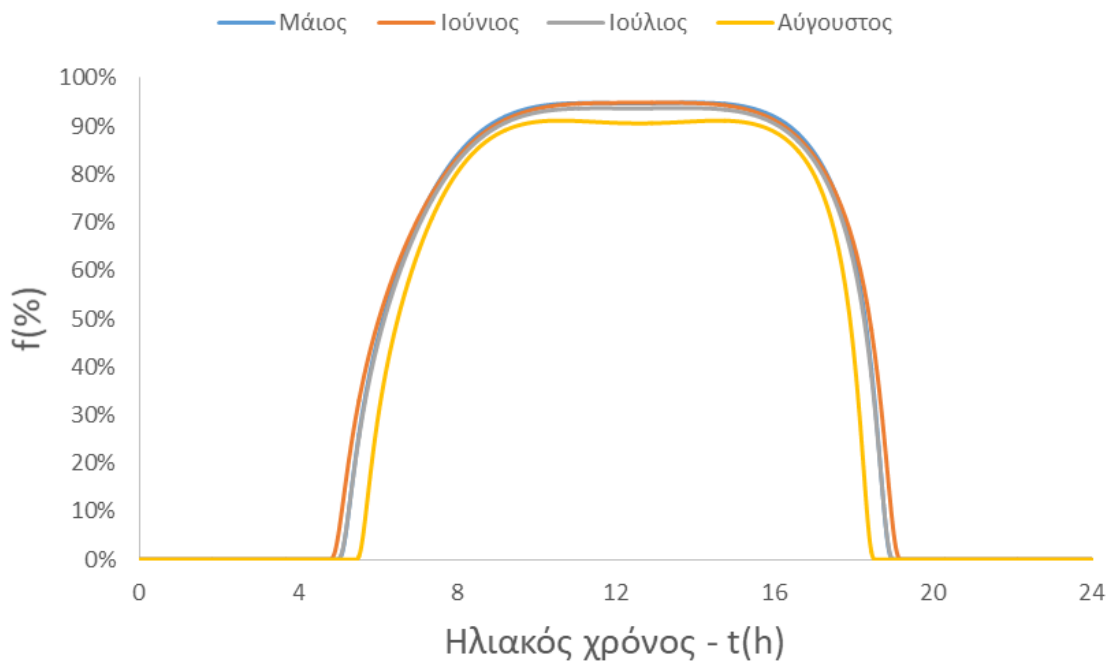
Η τιμή του συντελεστή της ενεργειακής κάλυψης για κάθε χρονική στιγμή κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα, δίνεται από τη σχέση [5.5]:

$$f = 1 - \frac{Q_B}{Q_B + Q_{sol}}, \quad (5.3)$$

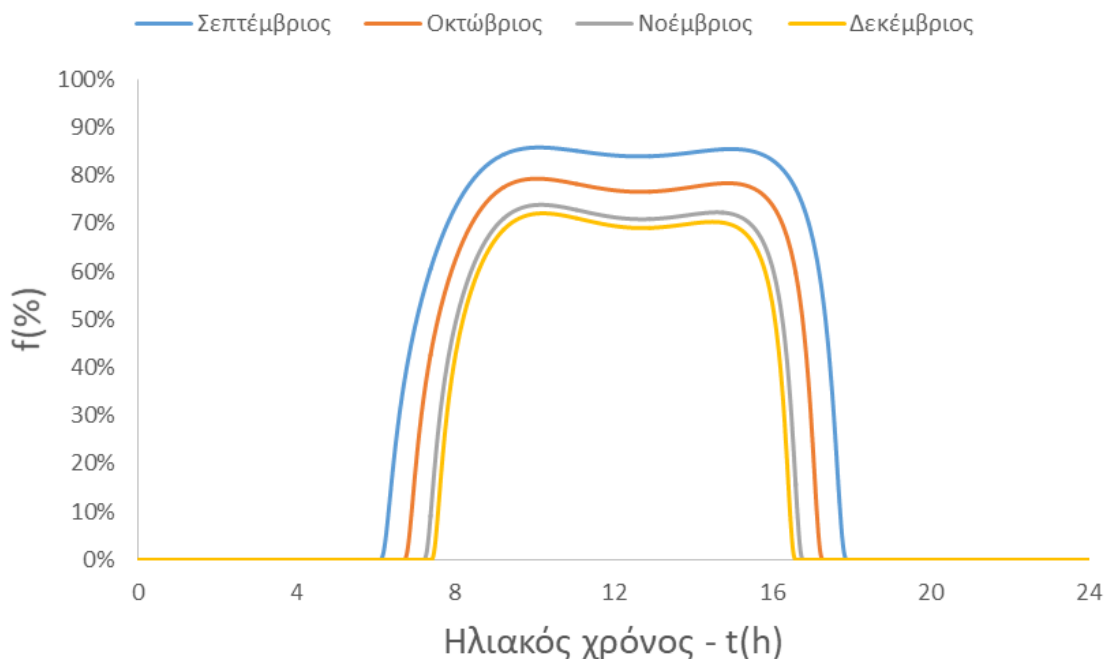
Παρακάτω, ακολουθούν τα διαγράμματα της τιμής του συντελεστή f κατά τη διάρκεια της μέσης μέρας κάθε μήνα όλου έτους:



(α)



(β)



(γ)

Εικόνα 5.37 Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή ενεργειακής κάλυψης (f) συναρτήσει της διάρκειας της μέσης ημέρας κάθε μήνα (με ηλιοφάνεια) για (α) τους πρώτους 4 μήνες του έτους, (β) τους 4 επόμενους, και (γ) τους 4 τελευταίους

Από το διάγραμμα παραπάνω (εικόνα 5.37), παρατηρούμε τη μεταβολή του συντελεστή ενεργειακής κάλυψης f . Συμπεραίνουμε πως, ακόμα και τους χειμερινούς μήνες, η τιμή του φτάνει το ποσοστό της τάξεως του 60-70% κατά της μεσημβρινές ώρες. Επιπλέον, τους θερινούς μήνες παρατηρούμε πως το ποσοστό αγγίζει το 95% περίπου. Αυτό σημαίνει πως η λειτουργία του λέβητα βιομάζας ελαχιστοποιείται σε σημαντικό βαθμό κατά τις μεσημβρινές ώρες (όπως φαίνεται και στο διάγραμμα – εικόνα 5.34). Επίσης, ιδιαίτερα τους μήνες Μάιο με Αύγουστο, παρατηρούμε μία σχετικά σταθερή διακύμανση της τιμής του συντελεστή f . Αυτό θεωρείται ιδανικό για το σύστημά μας καθώς ο λέβητας βιομάζας θα λειτουργεί σε πολύ χαμηλό φορτίο τις μεσημβρινές ώρες και μάλιστα για το 1/3 του χρόνου, με αποτέλεσμα να γίνεται πιο συμφέρουσα, από οικονομικής σκοπιάς, η όλη εγκατάσταση. Η οικονομική ανάλυση του συστήματος τριπαραγωγής ακολουθεί στην επόμενη ενότητα του συγκεκριμένου κεφαλαίου.

5.4 Οικονομική ανάλυση

Η παρουσία εργασία ακολουθείται και από μία οικονομική ανάλυση. Αναλυτικότερα, πριν φτάσουμε στην ανάλυση, αξίζει να αναφερθούμε στην κάθε μορφής ενέργεια που παράγεται (ηλεκτρική, θερμότητα και ψύξη), βάσει δύο σεναρίων. Το πρώτο αφορά τις ημέρες του χρόνου όπου επικρατεί ηλιοφάνεια (ακολουθεί πίνακας παρακάτω όπου φαίνεται το πλήθος των ημερών που επικρατεί ηλιοφάνεια για κάθε μήνα χωριστά). Το δεύτερο σενάριο αφορά την παραγωγή των τριών μορφών ενέργειας για όλη τη διάρκεια του χρόνου. Επίσης, πριν την ανάλυση, αξίζει να αναφερθούμε και στο φορτίο

του λέβητα βιομάζας και τελικά στην ενέργεια που καταναλώνεται στα δύο σενάρια στον λέβητα.

Ακολουθώντας, λοιπόν, το πρώτο σενάριο, ακολουθεί ένας πίνακας που υποδεικνύει το πλήθος των ημερών κάθε μήνα όπου επικρατεί ηλιοφάνεια [5.6]:

Μήνας	Πλήθος ημερών με ηλιοφάνεια
Ιανουάριος	13
Φεβρουάριος	10
Μάρτιος	15
Απρίλιος	18
Μάιος	20
Ιούνιος	22
Ιούλιος	29
Αύγουστος	29
Σεπτέμβριος	20
Οκτώβριος	18
Νοέμβριος	17
Δεκέμβριος	15
Συνολικές μέρες ηλιοφάνειας	226

Πίνακας 5.6 Ημέρες ηλιοφάνειας για κάθε μήνα χωριστά και συνολικές ημέρες ηλιοφάνειας όλου του έτους

Έτσι λοιπόν, κατά την μελέτη του πρώτου σεναρίου, θα βρούμε τη συνολική ετήσια ενέργεια (για τις 226 ημέρες ηλιοφάνειας του έτους) για όλα τα μεγέθη πολύ-παραγωγής, αλλά και την κατανάλωση ενέργειας στον λέβητα βιομάζας. Όμως, καθώς γνωρίζουμε πως το σύστημα ORC λειτουργεί μονίμως σε σταθερές συνθήκες εισόδου, αυτό σημαίνει, όπως έχουμε ήδη αναφέρει, πως η ηλεκτρική, η ψυκτική και η θερμική ισχύς παραμένουν σταθερές, οι τιμές των οποίων φαίνονται στον πίνακα 5.5. Συνεπώς ο υπολογισμός τους είναι απλοϊκός, πράγμα που σημαίνει πως οι τελικές kWh κάθε μεγέθους, προκύπτουν από τον πολλαπλασιασμό της εκάστοτε ισχύος με τον συνολικό αριθμό των ημερών (226 για το πρώτο σενάριο) επί 24 ώρες ανά ημέρα από όπου προκύπτει και η παραγόμενη ενέργεια σε kWh. Για τον υπολογισμό, όμως της ενέργειας που καταναλώνει ο λέβητας βιομάζας, τα πράγματα διαφέρουν. Συνεπώς, η ενέργεια αυτή ισούται με το εμβαδό του διαγράμματος – εικόνας 5.34 για κάθε μήνα χωριστά για τη διάρκεια μίας ημέρας. Άρα, πολλαπλασιάζοντας την ενέργεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα με το πλήθος των ημερών ηλιοφάνειας κάθε μήνα (βλέπε πίνακα 5.6), προκύπτει η συνολική ενέργεια για κάθε μήνα. Τέλος, αθροίζοντας την ενέργεια όλων των μηνών, προκύπτει η ετήσια κατανάλωση ενέργειας του λέβητα βιομάζας.

Πριν προχωρήσουμε στην παρουσίαση των αποτελεσμάτων περί των διάφορων ενεργειών, αξίζει να υπολογιστεί και η ετήσια διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια (Y_{sol}) με σκοπό τον υπολογισμό του συνολικού ετήσιου ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης. Διευκρινίζεται πως ο υπολογισμός της εν λόγω ενέργειας γίνεται με τον ίδιο τρόπο όπως στην περίπτωση του λέβητα βιομάζας, με αυτή την φορά το εμβαδό να προέρχεται από το διάγραμμα – εικόνα 5.27.

Ακολουθεί ο παρακάτω πίνακας που παρουσιάζει την ενέργεια για κάθε μέγεθος της πολύ-παραγωγής, την καταναλισκόμενη ενέργεια του λέβητα και τη διαθέσιμη ενέργεια του ήλιου, κατά τη διάρκεια του έτους:

Μέγεθος	Ετήσια Ενέργεια (226 ημέρες)
Ηλεκτρική ενέργεια (Y_{el})	44.89 MWh
Θερμότητα στην έξοδο του στροβίλου (Y_{h1})	43.28 MWh
Θερμότητα από το δοχείο (Y_{h2})	27.36 MWh
Ψυκτική ενέργεια (Y_e)	27.36 MWh
Καταναλισκόμενη Ενέργεια στον λέβητα (Y_b)	166.36 MWh
Διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια (Y_{sol})	127.30 MWh
Ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{en,y}$)	48.65%
Ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{ex,y}$)	19.93%

Πίνακας 5.7 Αποτελέσματα της παραγόμενης/ καταναλισκόμενης ενέργειας διαφόρων μεγεθών και ετήσιοι βαθμοί απόδοσης για το πρώτο σενάριο

Όπου ο ετήσιος ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης υπολογίστηκαν από τις σχέσεις:

$$\eta_{en,y} = \frac{Y_{el} + Y_{h1} + Y_{h2} + Y_e}{Y_b + Y_{sol}}, \quad (5.4)$$

$$\eta_{ex,y} = \frac{Y_{el} + Y_{h1} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_{h1}}\right) + Y_{h2} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_{h2}}\right) + Q_e \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_e} - 1\right)}{Y_b + Y_{sol} \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}}\right) + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}}\right)^4\right)}, \quad (5.5)$$

Τελειώνοντας το πρώτο σενάριο, ακολουθεί το δεύτερο, όπου παρουσιάζονται όλα τα παραπάνω αποτελέσματα, αλλά αυτήν τη φορά για όλη τη διάρκεια του έτους, δηλαδή και τις 365 ημέρες. Συνεπώς, γίνεται αντιληπτό πως όλα τα μεγέθη θα αυξηθούν, πλην της διαθέσιμης ηλιακής ενέργειας (Y_{sol}), καθώς τις υπόλοιπες 139 ημέρες του έτους δεν επικρατεί ηλιοφάνεια (βλέπε πίνακα 5.6). Άρα, τα αποτελέσματα σε αυτήν την περίπτωση, υπολογίζονται με τον ίδιο τρόπο (όπως στο πρώτο σενάριο) και παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Μέγεθος	Ετήσια Ενέργεια (365 ημέρες)
Ηλεκτρική ενέργεια (Y_{el})	71.86 MWh
Θερμότητα στην έξοδο του στροβίλου (Y_{h1})	69.29 MWh
Θερμότητα από το δοχείο (Y_{h2})	43.80 MWh
Ψυκτική ενέργεια (Y_e)	43.80 MWh
Καταναλισκόμενη Ενέργεια στον λέβητα (Y_b)	318.90 MWh
Διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια (Y_{sol})	127.30 MWh
Ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{en,y}$)	51.26%
Ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{ex,y}$)	21.77%

Πίνακας 5.8 Αποτελέσματα της παραγόμενης/ καταναλισκόμενης ενέργειας διαφόρων μεγεθών και ετήσιοι βαθμοί απόδοσης για το δεύτερο σενάριο

Από τα παραπάνω δύο σενάρια, παρατηρούμε πως στο δεύτερο υπάρχει μία αύξηση του ετήσιου ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Συνεπώς, η εγκατάσταση θα είναι πιο συμφέρουσα οικονομικά αν λειτουργεί ολόκληρο τον χρόνο (και τις 365 μέρες). Αυτό θα επιβεβαιωθεί και από την οικονομική ανάλυση που παρουσιάζεται στη συνέχεια.

Πριν όμως προχωρήσουμε στην οικονομική ανάλυση, αξίζει να υπολογισθεί και η χρηματοροή (Cash Flow – CF) σε €/h για τη μέση μέρα κάθε μήνα του έτους. Η σχέση που υπολογίζει τη χρηματοροή είναι η εξής:

$$CF = P_{el} \cdot K_{el} + Q_{h1} \cdot K_h + Q_{h2} \cdot K_h + Q_e \cdot K_e - Q_B \cdot K_B, \quad (5.6)$$

Όπου K_{el} , K_h , K_e και K_B το κόστος του ρεύματος, της θερμότητας, της ψύξης και της βιομάζας, αντίστοιχα σε [€/kWh].

Οι τιμές για τα τρία πρώτα κόστη φαίνονται στον παρακάτω πίνακα [5.7]:

Κόστος ηλεκτρικής ενέργειας (K_{el})	0.20 €/kWh
Κόστος θερμότητας (K_h)	0.10 €/kWh
Κόστος ψύξης (K_e)	0.067 €/kWh

Πίνακας 5.9 Τιμές κόστους ενέργειας για τα τρία μεγέθη της πολύ-παραγωγής

Για το κόστος του λέβητα βιομάζας, είναι αναγκαία η επιλογή του «καυσίμου» για τον υπολογισμό του κόστους K_B . Στην παρούσα εργασία, επιλέχθηκε ως καύσιμο του λέβητα το πέλλετ ιτιάς (willow pellet) καθώς πρόκειται για δένδρα (ιτιές) τα οποία υπάρχουν άφθονα στην Ελλάδα. Στον παρακάτω πίνακα ακολουθούν η σύσταση των πέλλετ ιτιάς, η θερμογόνο δύναμη (H_u) και το κόστος ανά τόνο (€/tn) [5.8]:

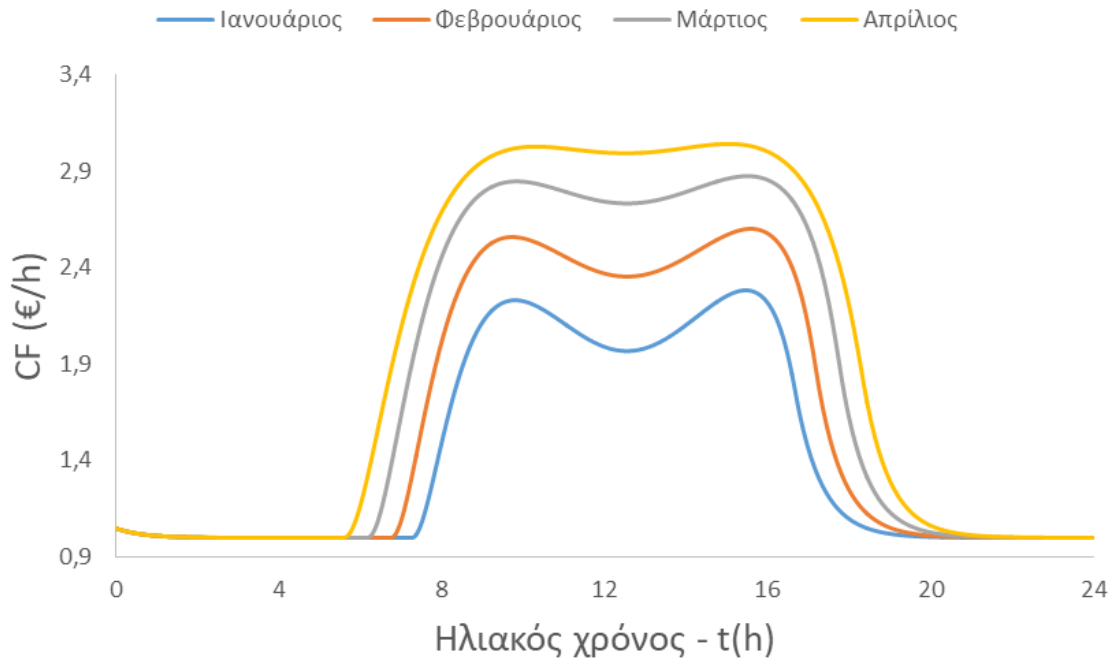
Σύσταση καυσίμου λέβητα	C	H	O	N	S	Ash	Moisture
	47.1%	6.1%	44.2%	0.54%	0.045%	2%	15%
Θερμογόνος δύναμη (H_u)	18400 kJ/kg						
Κόστος βιομάζας ανά τόνο	250 €/tn						

Πίνακας 5.10 Στοιχεία καυσίμου του λέβητα (βιομάζα)

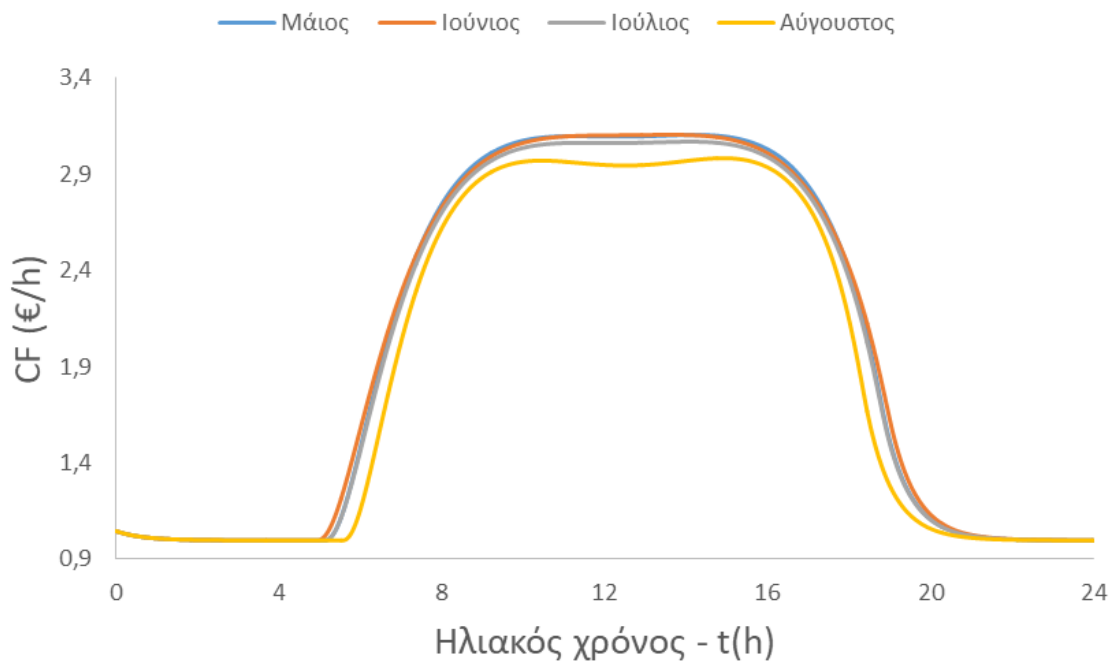
Από όλα τα παραπάνω, λοιπόν, τελικά προκύπτει και το κόστος της βιομάζας K_B ίσο με $K_B=0.0489$ €/kWh.

Τώρα, επιστρέφοντας στην σχέση της χρηματοροής (5.6), παρατηρούμε πως όλα τα μεγέθη είναι σταθερά κατά τη διάρκεια της μέσης μέρας κάθε μήνα, εκτός από το φορτίο του λέβητα (Q_B). Το βράδυ ο λέβητας βιομάζας λειτουργεί σχεδόν σε πλήρες φορτίο, ενώ το μεσημέρι της μέσης ημέρας κάθε μήνα (τις ημέρες όμως που επικρατεί ηλιοφάνεια), το φορτίο του μειώνεται δραματικά (βλέπε διάγραμμα – εικόνα 5.34).

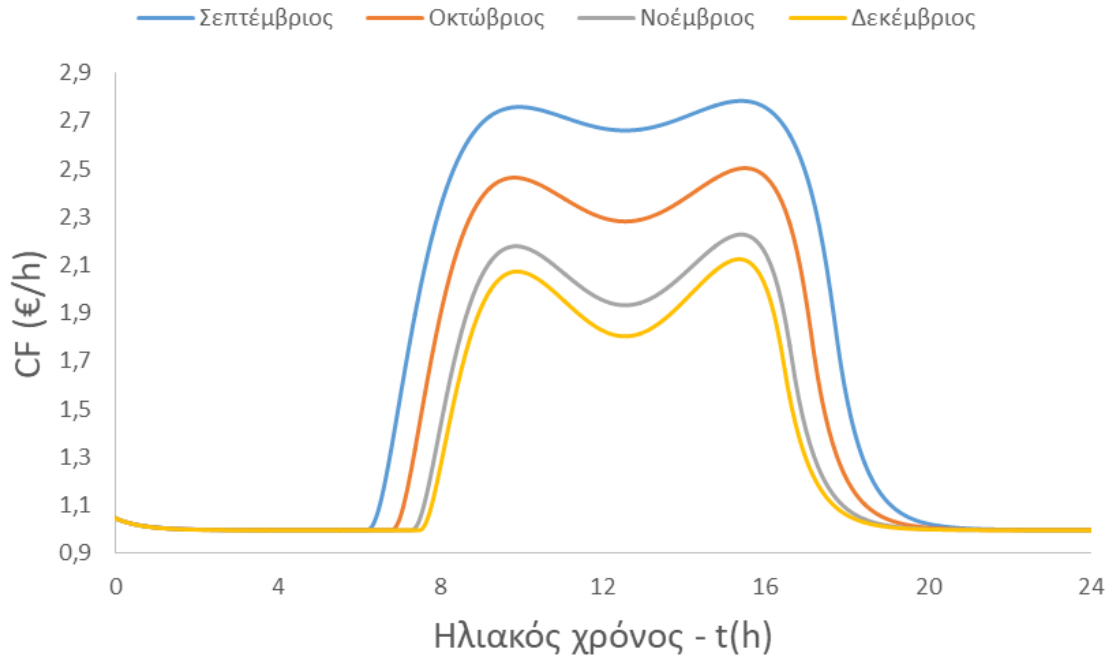
Συνεπώς, στο επόμενο διάγραμμα παρουσιάζεται η μεταβολή της χρηματοροής (CF) κατά τη διάρκεια τις μέσης ημέρας κάθε μήνα:



(α)



(β)



(γ)

Εικόνα 5.38 Διάγραμμα χρηματοροής (CF) κατά τη διάρκεια της μέσης μέρας κάθε μήνα (με ηλιοφάνεια)

Αν συνδυάσουμε τα διαγράμματα 5.34 και 5.38, παρατηρούμε πως η χρηματοροή (CF) ακολουθεί πορεία αντιστρόφως ανάλογη με αυτή του φορτίου του λέβητα (Q_{aux}). Αυτό είναι λογικό αν σκεφτεί κανείς πως το μέγεθος της χρηματοροής είναι ανάλογο με αυτό του ενεργειακού βαθμού απόδοσης. Καθώς το φορτίο του λέβητα εμφανίζεται στον παρονομαστή του βαθμού απόδοσης, σημαίνει πως όσο μειώνεται το φορτίο, τόσο μεγαλώνει ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης, άρα και η χρηματοροή.

Επίσης, επιβεβαιώνεται η μεγιστοποίηση της χρηματοροής κατά τους θερινούς μήνες. Έτσι λοιπόν, πλέον μπορούμε να προχωρήσουμε στην οικονομική ανάλυση του συστήματος που διερευνήθηκε.

Αρχικά, τα κόστη για όλα τα επιμέρους υποσυστήματα του συνολικού συστήματος, παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα [5.1, 5.2, 5.8, 5.9, 5.10]:

Παραβολικός συλλέκτης	Κόστος (€/m ²)	Επιφάνεια (m ²)	Τελικό κόστος (€)
	350	70	24500
Δοχείο αποθήκευσης	Κόστος (€/m ³)	Όγκος (m ³)	Τελικό κόστος (€)
	1000	0.5	500
Λέβητας βιομάζας	Κόστος = 12000 €		
Σύστημα ORC	Κόστος (€/kW _{el})	P _{el} (kW)	Τελικό κόστος (€)
	2500	8.203	20500

Σύστημα ψύξης	Κόστος (€/kW _{cool})	Q _e (kW)	Τελικό κόστος (€)
	300	5	1500
Εναλλάκτες θερμότητας (2)	Κόστος ενός (€)		Τελικό κόστος (€)
	1000		2000

Πίνακας 5.11 Κόστη όλων των υποσυστημάτων

Από τον παραπάνω πίνακα, αθροίζοντας όλα τα τελικά κόστη κάθε υποσυστήματος, τελικά προκύπτει πως το ολικό κόστος της εγκατάστασης (αρχικό κόστος επένδυσης) θα είναι:

$$C_o = 61008 \text{ €}$$

Επιπλέον για την παραπάνω εγκατάσταση θεωρούμε πως η διάρκεια λειτουργίας της θα ισούται με:

$$N = 25 \text{ χρόνια}$$

Με επιτόκιο αναγωγής:

$$r = 3 \%$$

Θα αναφερθούμε τώρα στο πρώτο μέγεθος της οικονομικής ανάλυσης, την καθαρή παρούσα αξία (Net Present Value – NPV). Πρακτικά, το μέγεθος αυτό εκφράζει το καθαρό κέρδος της συνολικής επένδυσης στη σημερινή αξία του χρήματος. Η εξίσωση υπολογισμού της καθαρής παρούσας αξίας δίνεται από τη σχέση [5.11]:

$$NPV = -C_o + Y \cdot \frac{(1+r)^N - 1}{r \cdot (1+r)^N}, \quad (5.7)$$

Σημείωση: Η παραπάνω σχέση ισχύει για Y, r σταθερά.

Όπου Y η ετήσια εισερχόμενη χρηματοροή σε [€], η οποία δίνεται από τη σχέση:

$$Y = Y_{el} \cdot K_{el} + Y_{h1} \cdot K_h + Y_{h2} \cdot K_h + Y_e \cdot K_e - Y_B \cdot K_B, \quad (5.8)$$

Όπου όλοι οι όροι Y_i και K_i φαίνονται στους πίνακες 5.7-5.9.

Παρακάτω θα εξεταστεί το Y για τα δύο σενάρια, των 228 και 365 ημερών.

Το επόμενο μέγεθος που θα εξεταστεί είναι ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης της επένδυσης (Internal Rate Return – IRR). Αυτό το μέγεθος εκφράζει την απόδοση της επένδυσης και υπολογίζεται από την παραπάνω σχέση, αναζητώντας το r που μηδενίζει το NPV. Ο χρόνος αποπληρωμής είναι τα έτη τα οποία απαιτούνται για να αποπληρωθεί το αρχικό κόστος επένδυσης C_o.

Ο απλός χρόνος αποπληρωμής (Simple Payback Period – SPP) δίνεται από τη σχέση [5.11]:

$$SPP = \frac{C_o}{Y}, \quad (5.9)$$

Ο πραγματικός χρόνος αποπληρωμής (Payback Period – PP), υπολογίζεται με επίλυση των παραπάνω σχέσεων ως εξής [5.11]:

$$PP = \frac{\ln\left(\frac{Y}{Y-C_0 \cdot r}\right)}{\ln(1+r)}, \quad (5.10)$$

Για τον υπολογισμό του IRR πρέπει να λυθεί η παρακάτω μη γραμμική εξίσωση [5.11]:

$$IRR = \frac{Y}{C_0} \left[1 - \frac{1}{(1+IRR)^N} \right], \quad (5.11)$$

Η παραπάνω εξίσωση μπορεί να λυθεί με μία επαναληπτική μέθοδο και σε 5-10 επαναλήψεις συγκλίνει και δίνει αρκετά ικανοποιητικά αποτελέσματα.

Έτσι λοιπόν, όλα τα βασικά μεγέθη για την οικονομική ανάλυση έχουν εξηγηθεί και δοθεί παραπάνω. Ακολουθεί τώρα η οικονομική ανάλυση του συστήματος για τα δύο σενάρια που περιγράψαμε παραπάνω.

Για το πρώτο σενάριο, τη λειτουργία δηλαδή του συστήματος μόνος τις ημέρες του έτους που επικρατεί ηλιοφάνεια (228 ημέρες), ακολουθούν στον παρακάτω πίνακα τα αποτελέσματα ύστερα από την οικονομική μελέτη:

Ετήσια εισερχόμενη χρηματοροή (Y)	9737 €
Απλός χρόνος αποπληρωμής (SPP)	6.27 χρόνια
Πραγματικός χρόνος αποπληρωμής (PP)	7.04 χρόνια
Καθαρή παρούσα αξία (NPV)	108549 €
Απόδοση της επένδυσης (IRR)	15.53 %

Πίνακας 5.12 Αποτελέσματα οικονομικών μεγεθών για μελέτη του πρώτου σεναρίου

Για το δεύτερο σενάριο, τη λειτουργία του συστήματος όλες τις ημέρες του χρόνου, ακολουθούν εξίσου τα παρακάτω αποτελέσματα:

Ετήσια εισερχόμενη χρηματοροή (Y)	13016 €
Απλός χρόνος αποπληρωμής (SPP)	4.69 χρόνια
Πραγματικός χρόνος αποπληρωμής (PP)	5.13 χρόνια
Καθαρή παρούσα αξία (NPV)	165647 €
Απόδοση της επένδυσης (IRR)	21.16 %

Πίνακας 5.13 Αποτελέσματα οικονομικών μεγεθών για μελέτη του δεύτερου σεναρίου

Παρατηρούμε λοιπόν, πως η εγκατάσταση είναι οικονομικώς προτιμότερο να λειτουργεί κατά τη διάρκεια όλου του έτους, καθώς μεγαλώνουν ταυτόχρονα η καθαρή παρούσα αξία, η απόδοση του συστήματος αλλά και μειώνεται ο χρόνος αποπληρωμής. Αυτό είναι λογικό, αν σκεφτεί κανείς πως και η χρηματοροή CF είναι πάντοτε θετική, ακόμη και τις ώρες όπου δεν επικρατεί ηλιοφάνεια (βλέπε διάγραμμα – εικόνα 5.38). Συνεπώς, όσο περισσότερο λειτουργεί η εγκατάσταση, τόσο αυξάνουν τα κέρδη.

5.5 Περιβαλλοντική ανάλυση

Ωστόσο, είναι πολλά περισσότερα τα οφέλη αυτής της εγκατάστασης. Με άλλα λόγια, από περιβαλλοντικής σκοπιάς, παρατηρούμε πως εκπέμπει μηδενικούς ρύπους ως προς το CO₂. Παρόλο που καίγεται βιομάζα στον λέβητα, θεωρείται πως εκπέμπεται μηδενικό διοξείδιο του άνθρακα (CO₂). Η εξήγηση αυτού, έγκειται στο γεγονός πως τα φυτά ή τα δέντρα αποβάλλουν διοξείδιο του άνθρακα κατά την καύση ίσο με αυτό που έχουν απορροφήσει από την ατμόσφαιρα κατά τη διάρκεια της ζωής τους μέσω της φωτοσύνθεσης. Άρα το ισοζύγιο του διοξειδίου του άνθρακα σε αυτήν την περίπτωση θεωρείται μηδενικό.

Στην περίπτωσή μας λοιπόν, έχουμε πολύ-παραγωγή με μηδενικό CO₂. Σύμφωνα με την οδηγία 20701 του TEE [5.12], υπάρχει ένας συντελεστής που υποδεικνύει την ποσότητα διοξειδίου του άνθρακα που εκπέμπεται για την παραγωγή κάθε είδους ενέργειας. Με άλλα λόγια, οι μονάδες του είναι σε [kgCO₂/kWh].

Στην περίπτωσή μας, μας ενδιαφέρει η ηλεκτρική ενέργεια, η θερμότητα και η ψύξη. Οι συντελεστές που έχουν οριστεί από την οδηγία 20701 για την κάθε μορφή ενέργειας παραπάνω, σε περίπτωση που παράγεται με καύση οποιουδήποτε ορυκτού καυσίμου, είναι:

- Για την ηλεκτρική ενέργεια → 0.989 kgCO₂/kWh
- Για την θέρμανση → 0.347 kgCO₂/kWh
- Για την ψύξη → 0.330 kgCO₂/kWh

Σε περίπτωση λοιπόν, που οι παραπάνω μορφές ενέργειας είχαν παραχθεί με καύση κάποιου ορυκτού καυσίμου, η ετήσια ολική μάζα που διοξειδίου του άνθρακα που θα εκλύοταν στην ατμόσφαιρα είναι ίση με:

$$M(\text{CO}_2) = 124.75 \text{ tn}$$

Γίνεται φανερό λοιπόν, πως ακόμα και από μία μικρή εγκατάσταση, μπορούν να «απαλειφθούν» περίπου 125 τόνοι διοξειδίου του άνθρακα ετησίως.

5.6 Σύνοψη των αποτελεσμάτων

Παραπάνω, αναλύθηκε και μελετήθηκε ένα σύστημα πολύ-παραγωγής με κύρια πηγή ενέργειας την ηλιακή ενέργεια, και δευτερευόντως του λέβητα βιομάζας, και με εξόδους την ηλεκτρική ισχύ, την θερμότητα και την ψύξη.

Τα τελικά αποτελέσματα που προέκυψαν, από την βελτιστοποίηση και μελέτη του συστήματος σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης αλλά και σε δυναμικό επίπεδο, παρουσιάζονται σε παρακάτω πίνακα. Γίνεται μία σύνοψη και συγκέντρωση όλων των τελικών αποτελεσμάτων που εξήχθησαν.

Πριν την παρουσίαση του πίνακα, αξίζει να αναφέρουμε και την σύγκριση που διεκπεραιώθηκε μεταξύ του οργανικού και του ψυκτικού μέσου. Στην περίπτωση του οργανικού μέσου η επιλογή έγινε μόνο με θερμοδυναμικά κριτήρια και πιο συγκεκριμένα με τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Στην περίπτωση του ψυκτικού μέσου, κριτήριο αποτέλεσε ο συνδυασμός των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των διαφόρων μέσων που εξετάστηκαν, με την επίδραση που έχει το κάθε μέσο τόσο στην

περίπτωση της τρύπας του όζοντος όσο και στην περίπτωση του φαινομένου του θερμοκηπίου.

Παρακάτω ακολουθεί ένας συγκεντρωτικός πίνακας με τις πιο σημαντικές παραμέτρους και τελικές τιμές από την ανάλυση του συστήματος τριπαραγωγής. Διευκρινίζεται πως το σύστημα θα λειτουργεί ολόκληρο το έτος.

Έλαιο στους συλλέκτες	Therminol VP-1
Οργανικό εργαζόμενο μέσο	Toluene
Ψυκτικό εργαζόμενο μέσο	R600a
Συντελεστής a	0
Συντελεστής b	1
Θερμοκρασία υπερθέρμανσης ΔT_{sh}	25 K
Προσδιδόμενη θερμότητα στο σύστημα ORC (Q_{in})	36.67 kW
Ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς (P_{net})	8.20 kW
Θερμότητα (Q_{h1})	7.91 kW
Θερμότητα (Q_{h2})	5 kW
Ψύξη (Q_e)	5 kW
Συντελεστής συμπεριφοράς COP	5.581
Ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{en,y}$)	51.26 %
Ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{ex,y}$)	21.77 %
Καθαρή παρούσα αξία (NPV)	165647 €
Περίοδος αποπληρωμής (PP)	5.13 χρόνια
Απόδοση της επένδυσης (IRR)	21.16 %
Ετήσια μάζα CO ₂ που εξοικονομείται λόγω λέβητα βιομάζας	124.75 tn

Πίνακας 5.14 Σύνοψη των τελικών αποτελεσμάτων

Βιβλιογραφία 5^{ου} κεφαλαίου

- [5.1] C. Tzivanidis, E. Bellos, K. A. Antonopoulos, «Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal Organic Rankine Cycle power plant», *Energy Conversion and Management*, 2016;126:421-433
- [5.2] E. Bellos, C. Tzivanidis, G. Tsifis, «Energetic, Exergetic, Economic and Enviromental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios», *Energy Conversion and Management*, 2017;148:1055-1069
- [5.3] http://www.therminol.com/pages/bulletins/therminol_VP1.pdf
- [5.4] http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs17_111483.pdf
- [5.5] N. Aste, C. Del Pero, F. Leonforte, «Optimization of solar thermal fraction in PVT systems», *Energy Procedia*, 2012;30:8-18
- [5.6] https://www.meteoblue.com/en/weather/forecast/modelclimate/athens_greece
- [5.7] E. Bellos, C. Tzivanidis, «Multi-objective of a solar driven trigeneration system», *Energy*, 2018;149:47-62
- [5.8] S. Karellas, K. Braimakis, «Energy-exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC-VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power», *Energy Conversion and Management*, 2016;107:103-113
- [5.9] <https://www.osti.gov/biblio/1227713-parabolic-trough-collector-cost-update-system-advisor-model-sam>
- [5.10] <http://www.theheatexchangercompany.co.uk/>
- [5.11] «Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτίρια», Διδακτορική Διατριβή Ε.Μ.Π., Ε.Α Μπέλλος, Αθήνα 2016
- [5.12] Τεχνική Οδηγία Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2010, Τεχνικό επιμελητήριο Ελλάδας, β' έκδοση

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

6.1 Συμπεράσματα και γενική επισκόπηση της παρούσης διπλωματικής εργασίας

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκε ένα σύστημα πολύ-παραγωγής που οι κύριες πηγές ενέργειας ήταν η ηλιακή ακτινοβολία και η βιομάζα. Αποτέλεσμα ήταν η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας θερμοκρασίας $\sim 50^{\circ}\text{C}$, θερμότητα θερμοκρασίας $\sim 150^{\circ}\text{C}$ και ψύξη θερμοκρασίας 5°C .

Το σύστημα αποτελείται από ηλιακούς παραβολικούς συλλέκτες, ένα δοχείο αποθήκευσης, έναν λέβητα βιομάζας, ένα σύστημα ORC και ένα σύστημα ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών. Ως προς την λειτουργία του συστήματος, θερμό έλαιο από τους συλλέκτες αποθηκεύεται στο δοχείο αποθήκευσης. Στη συνέχεια, το θερμό έλαιο του δοχείου εισάγεται στον λέβητα βιομάζας για περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του και στη συνέχεια ακολουθεί το σύστημα ORC για μεταφορά της θερμότητάς του στο οργανικό εργαζόμενο μέσο. Κατόπιν, το εργαζόμενο μέσο του ORC, εφόσον έχει μετατραπεί σε υπέρθερμο ατμό, εκτονώνεται στον στρόβιλο. Στον άξονα του στρόβιλου τοποθετείται γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Επίσης, στον ίδιο άξονα είναι τοποθετημένος και ο συμπιεστής του συστήματος ψύξης. Συνεπώς, μέρος της ισχύς του στρόβιλου μετατρέπεται σε ηλεκτρική, ενώ το υπόλοιπο χρησιμοποιείται για παραγωγή ψύξης.

Επειτα, ακολούθησε μία ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση του συστήματος πολύ-παραγωγής. Πραγματοποιήθηκε βελτιστοποίηση κάποιων παραμέτρων, καθώς και η μελέτη του δυναμικού συστήματος με χρήση μετεωρολογικών δεδομένων για την περιοχή της Αθήνας. Για την μελέτη, ανάλυση και βελτιστοποίηση του συστήματος πολύ-παραγωγής, πραγματοποιήθηκε χρήση του λογισμικού EES αλλά και της γλώσσας προγραμματισμού Fortran.

Κάποια ακόμη συμπεράσματα που προέκυψαν από την ανάλυση και μελέτη του συστήματος πολύ-παραγωγής είναι τα εξής:

- Αύξηση του συντελεστή a , οδηγεί σε μείωση του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Με άλλα λόγια, καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του ελαίου στο σύστημα ORC, τόσο μειώνεται ο ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης.
- Αύξηση του b (ανηγμένη μέγιστη πίεση του συστήματος ORC), οδηγεί σε αύξηση του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης.
- Αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης (ΔT_{sh}) οδηγεί σε αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης αλλά δεν έχει σημαντική επίδραση στον εξεργειακό. Επίσης, οδηγεί σε μεγάλη αύξηση της θερμότητας που παράγεται στην έξοδο του στρόβιλου και σε μείωση της ηλεκτρικής ισχύος. Αυτό εξηγείται από την καμπάνα που έχουν τα οργανικά/ ξηρά μέσα (βλέπε εικόνες 3.6 και 5.6)
- Η βέλτιστη τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ΔT_{sh} για όλα τα οργανικά μέσα που εξετάστηκαν, ήταν μεταξύ των ορίων 20 μέχρι και 30 K, για τον λόγο πως όλα τα οργανικά μέσα παρουσίαζαν βέλτιστη ΔT_{sh} στο παραπάνω εύρος.
- Ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών ($\eta_{th,c}$) μειώνεται σημαντικά το ηλιακό μεσημέρι σε σχέση με τις πρωινές και απογευματινές ώρες κατά τη διάρκεια

της μέσης μέρας των χειμερινών μηνών (βλέπε διάγραμμα – εικόνα 5.29). Ο ήλιος είναι πιο χαμηλά τον χειμώνα κατά τις μεσημβρινές ώρες. Εκεί έγκειται και αυτή η διαφοροποίηση του βαθμού απόδοσης.

- Όσο μικραίνει η τιμή του όγκου του δοχείου αποθήκευσης, τόσο μειώνεται και η απαιτούμενη ενέργεια στον λέβητα βιομάζας. Προφανώς, όσο μικραίνει το δοχείο, τόσο μειώνονται και οι θερμικές απώλειες λόγω μικρότερης παράπλευρης επιφάνειας. Η τιμή του όγκου του δοχείου αποθήκευσης τελικά επιλέχθηκε 0.5 m^3 .
- Οι ζώνες 1 και 2 του δοχείου αποθήκευσης έχουν αρκετά μικρότερη διαφορά θερμοκρασιών, σε σχέση με τις ζώνες 2 και 3, λόγω του γεγονότος πως το έλαιο που εισχωρεί στο δοχείο είναι χαμηλής θερμοκρασίας σε σχέση με τη μέση θερμοκρασία του δοχείου.
- Οι καμπύλες ενεργειακής κάλυψης f (διάγραμμα – εικόνα 5.37), η τιμή της μέγιστης τιμής f είναι περίπου 95% και πραγματοποιείται κατά τους θερινούς μήνες.
- Η λειτουργία της εγκατάστασης είναι συμφέρουσα ακόμα και στις περιπτώσεις όπου δεν επικρατεί ηλιοφάνεια (νυχτερινές ώρες ή νέφωση). Γι' αυτόν τον λόγο, είναι συμφέρουσα η λειτουργία της καθ' όλη τη διάρκεια του έτους.
- Εξετάστηκαν 6 οργανικά μέσα, από τα οποία επιλέχτηκε το τολουένιο με κριτήριο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης.
- Εξετάστηκαν 17 ψυκτικά μέσα, από τα οποία επιλέχτηκε το R600a καθώς ικανοποιούσε δύο περιβαλλοντικά κριτήρια (ODP, GWP) αλλά ήταν και θερμοδυναμικά αποδοτικό.

Το παρόν σύστημα, έχει επίσης πολλά περιθώρια ανάπτυξης και εξέλιξης. Η ανάλυση και μελέτη του, σταμάτησε ως ένα ορισμένο ικανοποιητικό σημείο. Περαιτέρω ανάλυση θα μπορούσε να επιτευχθεί, προσαρμόζοντας το σύστημα πάνω σε μία βιομηχανική εφαρμογή, ή ακόμη και οικιακή.

Αναφερόμενοι στην πρώτη περίπτωση, εκείνη της βιομηχανικής εφαρμογής, το συγκεκριμένο σύστημα θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για πολλές εφαρμογές. Για παράδειγμα, η θερμότητα που εκμεταλλευόμαστε από το δοχείο αποθήκευσης, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή περαιτέρω ψύξης μέσω ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση. Επίσης, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε εταιρεία ξήρανσης τροφίμων, καθώς η θερμότητα των 5 kW βρίσκεται σε θερμοκρασία μεγαλύτερη των 200 °C. Σε αυτό το τελευταίο, θα μπορούσε να συνεισφέρει και η θερμότητα που προσφέρεται από τον εναλλάκτη στην έξοδο του στροβίλου του συστήματος ORC, καθώς το εύρος της θερμοκρασίας είναι 60-130 °C περίπου. Όσον αφορά την ψύξη, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για την ψύξη κάποιου χώρου ή θαλάμου, ακόμη και για απαιτήσεις κλιματισμού τους καλοκαιρινούς μήνες. Τέλος, η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από το σύστημα, έχει άπειρες εφαρμογές, καθώς είναι το μέσο στο οποίο στηρίζονται όλες οι βιομηχανικές εφαρμογές και διεργασίες.

Τώρα, στην περίπτωση χρήσης του συστήματος για οικιακή χρήση, θα μπορούσε κανείς να πει πως καλύπτονται οι ανάγκες ολόκληρου του σπιτιού. Με άλλα λόγια, η ηλεκτρική ενέργεια για τις ηλεκτρικές καταναλώσεις του σπιτιού, η θερμότητα από το δοχείο για τη λειτουργία της κουζίνας, η θερμότητα από την έξοδο του στροβίλου για

θέρμανση χώρων και παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, και τέλος η ψύξη για συντήρηση των τροφίμων ή και κλιματισμό χώρο κατά τους θερινούς μήνες.

Παρατηρούμε λοιπόν, πως το σύστημα που μελετήθηκε, έχει ακόμα πολλές προεκτάσεις που μπορούν να αναλυθούν περαιτέρω. Επιπλέον, μπορεί να αναλυθεί και περαιτέρω σε πραγματικές συνθήκες.

6.2 Μελλοντική έρευνα

Στο παρόν σύστημα που εξετάστηκε στα πλαίσια της συγκεκριμένης διπλωματικής εργασίας, μπορεί να γίνει και μελλοντική έρευνα σε πεδία όπως:

- Ηλιακοί συλλέκτες: Θα μπορούσε το παρόν σύστημα να μελετηθεί με χρήση διαφορετικού είδους συλλεκτών, όπως για παράδειγμα, τύπου με παραβολοειδές κάτοπτρο ή επιμήκη με ανακλαστήρα Fresnel για μελέτη μεγαλύτερων εγκαταστάσεων.
- Τοποθεσία: Η ανάλυση και μελέτη του συστήματος τριπαραγωγής έγινε στην περιοχή της Αθήνας και τα μετεωρολογικά δεδομένα ελήφθησαν για την συγκεκριμένη περιοχή. Μπορεί ανάλογη ανάλυση να γίνει και για διάφορα άλλα μέρη, όπως η Θεσσαλονίκη αλλά και οπουδήποτε αλλού εντός και εκτός Ελλάδας.
- Διαφορετικές θερμοκρασίες λειτουργίας: Ένα άλλο κομμάτι της μελλοντικής έρευνας είναι η μελέτη του συστήματος για θερμοκρασίες διαφορετικές από αυτές που μελετήθηκαν. Για παράδειγμα, για διαφορετική θερμοκρασία της προσφερόμενης θερμότητας ή και για διαφορετική θερμοκρασία ψύξης.
- Εισαγωγή ψύκτη απορρόφησης: Θα μπορούσε επίσης να συνεργαστεί με το όλο σύστημα ένας ψύκτης απορρόφησης όπου θα εκμεταλλεύεται τη θερμότητα των συμπυκνωμάτων από την έξοδο του στροβίλου ή και τη θερμότητα που προέρχεται από το δοχείο, για παραγωγή ψύξης.
- Περαιτέρω ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση: Είναι δυνατή η ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση με βελτιστοποίηση με περισσότερες παραμέτρους από αυτές που ήδη μελετήθηκαν.