



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Βελτιστοποίηση και δυναμική προσομοίωση ηλιακού
συστήματος ψύξης με απορρόφηση**

Συμεού Χριστόφορος

Επιβλέπων Καθηγητής: Χρήστος Τζιβανίδης

Αθήνα 2016

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Ιδιαίτερες ευχαριστίες θα ήθελα να εκφράσω στον επιβλέποντα καθηγητή μου, κ. Χρήστο Τζιβανίδη, Επίκουρο Καθηγητή Ε.Μ.Π., αρχικά για την ανάθεση της διπλωματικής εργασίας, αλλά και για το χρόνο που μου αφιέρωσε και τις χρήσιμες παρατηρήσεις του.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα, Ευάγγελο Μπέλλο, για τις γνώσεις, την εμπειρία και την καθοδήγηση που μου πρόσφερε για την επιτυχή ολοκλήρωση της εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου και τους φίλους μου για την αγάπη, την κατανόηση και την συμπαράσταση που μου παρείχαν κατά τη διάρκεια των σπουδών μου.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Περιεχόμενα.....	i
Περίληψη.....	iii
Abstract.....	iv
Ονοματολογία.....	v
Κεφάλαιο 1. Ηλιακή ενέργεια.....	1
1.1. Εισαγωγή – Το φαινόμενο του θερμοκηπίου.....	1
1.2. Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.....	2
1.3. Ηλιακοί συλλέκτες.....	4
1.3.1. Ιστορική αναδρομή.....	4
1.3.2. Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες.....	5
1.3.3. Συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες.....	7
1.3.4. Ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού.....	9
Κεφάλαιο 2. Ψύξη.....	13
2.1. Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού.....	13
2.2. Ψύξη με χρήση ηλιακής ενέργειας.....	16
2.2.1. Ψύξη με απορρόφηση.....	17
2.2.2. Ψύξη με προσρόφηση.....	20
2.2.3. Ψύξη με συστήματα ανοικτού εξατμιστικού κύκλου.....	23
2.3. Διάφοροι σχεδιασμοί κύκλων ψύξης με απορρόφηση.....	25
2.3.1. Μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης.....	25
2.3.2. Ψύκτης απορρόφησης μισού σταδίου.....	26
2.3.3. Ψύκτης απορρόφησης με εγχυτήρα.....	27
2.3.4. Διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης.....	29
2.4. Εφαρμογές ηλιακής ψύξης με απορρόφηση.....	33
Κεφάλαιο 3. Ηλιακό σύστημα ψύξης.....	37
3.1. Περιγραφή συστήματος.....	37
3.2. Μαθηματικό μοντέλο.....	38
3.2.1. Καιρικές συνθήκες.....	38
3.2.2. Σύστημα ηλιακών συλλεκτών.....	41
3.2.3. Δοχείο αποθήκευσης νερού.....	41
3.2.4. Ψύκτης απορρόφησης.....	43
3.2.5. Μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή.....	49
3.2.6. Ενεργειακή ανάλυση.....	49
3.2.7. Εξεργειακή ανάλυση.....	50
3.2.8. Οικονομική ανάλυση.....	51
3.3. Μεθοδολογία, Δεδομένα προσομοίωσης.....	53
3.3.1. Μεθοδολογία για τη δυναμική προσομοίωση.....	53
3.3.2. Αναλυτική περιγραφή του κώδικα.....	56

3.3.3. Δεδομένα προσομοίωσης.....	66
3.3.4. Επαλήθευση της προσομοίωσης του ψύκτη απορρόφησης.....	67
3.3.5. Απόδοση του ψύκτη απορρόφησης.....	70
3.4. Παρουσίαση αποτελεσμάτων.....	71
3.4.1. Στοιχεία περιβάλλοντος.....	71
3.4.2. Βελτιστοποίηση του συστήματος.....	72
3.4.3. Δυναμική συμπεριφορά των βέλτιστων περιπτώσεων.....	77
3.4.4. Οικονομική αξιολόγηση των βέλτιστων περιπτώσεων.....	96
3.5. Παρατηρήσεις.....	99
Κεφάλαιο 4. Ηλιακό σύστημα ψύξης με λέβητα βιομάζας.....	101
4.1. Περιγραφή συστήματος.....	101
4.2. Λέβητας Pellet και βιομάζας.....	102
4.3. Μαθηματικό μοντέλο.....	104
4.3.1. Ενεργειακή ανάλυση.....	104
4.3.2. Εξεργειακή ανάλυση.....	105
4.3.3. Οικονομική ανάλυση.....	106
4.4. Μεθοδολογία, Δεδομένα προσομοίωσης.....	107
4.4.1. Μεθοδολογία για τη δυναμική προσομοίωση.....	107
4.4.2. Περιγραφή του κώδικα.....	110
4.4.3. Δεδομένα προσομοίωσης.....	113
4.5. Παρουσίαση αποτελεσμάτων.....	114
4.5.1. Βελτιστοποίηση του συστήματος.....	114
4.5.2. Δυναμική συμπεριφορά του βέλτιστου συστήματος.....	125
Κεφάλαιο 5. Ανακεφαλαίωση – Συμπεράσματα.....	133
Βιβλιογραφία.....	137
Παράρτημα 1. Κώδικας 1 ^{ov} μοντέλου.....	139

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Οι αρνητικές περιβαλλοντικές επιπτώσεις από την καύση των ορυκτών καυσίμων, όπως η αύξηση της μέσης θερμοκρασίας του πλανήτη και τα ακραία καιρικά φαινόμενα, ανάγκασαν την ερευνητική και πολιτική κοινότητα να εξετάσει σοβαρά τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Τα τελευταία χρόνια, παρατηρείται μια ξαφνική ζήτηση στην αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας για διάφορες εφαρμογές, κυρίως για τη θέρμανση νερού, για τη παραγωγή ενέργειας και για την παραγωγή ψύξης. Η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας σε εφαρμογές ψύξης αυξάνεται συνεχώς, εξαιτίας της προόδου στο σχεδιασμό των επιμέρους συστημάτων και των βελτιωμένων αποδόσεων, ενώ παράλληλα έχει αποκτηθεί σημαντική εμπειρία από τις διάφορες εφαρμογές. Τα συστήματα που χρησιμοποιούν την ηλιακή ακτινοβολία για την παραγωγή ψύξης, έχουν το μεγάλο πλεονέκτημα ότι η ζήτηση για κλιματισμό ταυτίζεται κατά ένα μεγάλο μέρος με την διαθεσιμότητα της ηλιακής ακτινοβολίας.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, μελετάται ένα ηλιακό σύστημα ψύξης των 100 kW για τις κλιματικές συνθήκες της Αθήνας. Το σύστημα αυτό αποτελείται από ηλιακούς συλλέκτες με σωλήνες κενού, ένα δοχείο αποθήκευσης του πεπιεσμένου νερού και έναν μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O. Η προσομοίωση του συστήματος έγινε με πρόγραμμα που γράφτηκε στη γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN και είναι δυναμική για όλη την ημέρα. Πραγματοποιείται ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση με κύριο στόχο το σχεδιασμό ενός βιώσιμου συστήματος. Για την βελτιστοποίηση του συστήματος εξετάζονται δύο παράμετροι, ο όγκος του δοχείου αποθήκευσης και η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών. Εξετάζονται το δοχείο αποθήκευσης με όγκο από 6 m³ έως 16 m³ και η συλλεκτική επιφάνεια από 150 m² έως 600 m². Από την ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση όλων των συνδυασμών, προκύπτει για κάθε δοχείο αποθήκευσης η βέλτιστη συλλεκτική επιφάνεια, με βασικό κριτήριο την μεγιστοποίηση του ημερήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Το κριτήριο αυτό οδηγεί σε καλή σχεδίαση ελαχιστοποιώντας τη γένεση της εντροπίας στις μεταβολές. Για τον προσδιορισμό του βέλτιστου συστήματος, γίνεται μια οικονομική αξιολόγηση των επιλεγμένων περιπτώσεων. Για την αξιολόγηση αυτή, λαμβάνεται υπόψη όλη η θερινή περίοδος, από τον Μάιο μέχρι τον Σεπτέμβριο.

Στην συνέχεια, μελετάται ένα ηλιακό σύστημα ψύξης, παραλλαγή του πρώτου. Η βασική διαφορά τους έγκειται στο γεγονός ότι υπάρχει μια επιπλέον πηγή θερμότητας, που επιλέγεται να είναι η καύση βιομάζας. Στόχος αυτής της δυναμικής προσομοίωσης, είναι ο προσδιορισμός του βέλτιστου συνδυασμού τριών παραμέτρων του συστήματος, ο όγκος του δοχείου αποθήκευσης νερού, η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών και η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή. Εξετάζονται το δοχείο αποθήκευσης με όγκο από 3 m³ έως 9 m³, η συλλεκτική επιφάνεια από 280 m² έως 400 m², καθώς και η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή από 105 °C έως 120 °C. Πραγματοποιείται ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση για όλες τις περιπτώσεις. Η βελτιστοποίηση του συστήματος σε αυτό το μοντέλο, γίνεται με βασικό κριτήριο την οικονομική βιωσιμότητα του. Το επιλεγμένο σύστημα θα πρέπει να ελαχιστοποιεί την χρήση της βιομάζας στο λέβητα, αλλά ταυτόχρονα να είναι και οικονομικά βιώσιμο, με δεδομένο ότι οι ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού είναι μια ακριβή τεχνολογία.

Λέξεις κλειδιά: Ηλιακή ψύξη, απορρόφηση, Fortran, ETC, εξεργειακή ανάλυση, δυναμική προσομοίωση

ABSTRACT

The negative environmental effects, such as the global warming and the extreme weather-related events (droughts, floods and heat waves), which arise from the combustion of fossil fuels, have forced the research and policy society to seriously consider the employment of renewable energy sources. In recent years a particular interest in utilization of solar energy has been shown. Current applications which accommodate the utilization of solar energy, consist of heating systems, electricity production systems and cooling systems. Advanced and optimized technologies and systems have been developed which had made the exploitation and utilization of solar energy very attractive. It is worth mentioning that cooling systems, which utilize solar energy are favored since the demand of cooling co-exist, in some extent, with the availability of solar radiation.

In this thesis, a solar cooling system of 100 kW is investigated for Athens climate. The developed cooling system includes evacuated tube collectors, a storage tank and a single stage absorption chiller which operates with LiBr-H₂O working pair. The simulation of the cooling is performed in dynamic conditions during the day and the simulation tool is a program written in Fortran language. The analysis is based on energetic, exergetic and financial criteria in order to be multilateral and to lead to a sustainable cooling system. The main parameters which have been tuned in optimising the system are the storage tank volume, as well as the collecting area. In regard to the volume of the storage tank a range between 6 m³ and 16 m³ has been tested and in regard to collecting area a range between 150 m² and 600 m² has been tested. During the optimisation process, for every storage tank volume the optimum collecting area has been found in order to maximize the daily exergetic efficiency of the system, therefore to construct a well system with low irreversibilities. Once the optimum cases have been found, an economic analysis has been performed for each case in order to obtain the system with the higher financial indexes. The evaluated system is considered to operate during all the summer period between May and September.

In addition to the described cooling system, an alternate cooling system has been also designed which has incorporated an additional heat source. Biomass has been selected to be used as a clean energy source. The main objective of this dynamic simulation, is to determine the optimum combination between three parameters which are the volume of the storage tank, the collecting area and the inlet generator temperature. In regard to the volume of the storage tank, the collecting area and the inlet generator temperature a range between 3 m³ and 9 m³, 280 m² and 400 m², 105 °C and 120 °C respectively has been tested. An energetic, exergetic and economic analysis is performed for all the cases. The economic viability has been considered as the main criterion for the selection of the optimum system. The main goal is to select a system which achieves low usage of biomass in the boiler and on the same time ensure the economic viability of the system, considering that solar panels use is an expensive technology.

Keywords: Solar cooling, absorption chiller, Fortran, ETC, exergetic analysis, dynamic simulation

ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

A	Επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών, m^2
A_{st}	Εξωτερική επιφάνεια δοχείου αποθήκευσης, m^2
CF_{net}	Ετήσια καθαρή ροή χρημάτων, €
COP	Συντελεστής απόδοσης COP του ψύκτη, -
COP_m	Μέσος συντελεστής απόδοσης COP ενός συμβατικού ψύκτη, -
c_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα, J/kgK
C_0	Αρχικό κόστος επένδυσης, €
d	Διάμετρος, m
D	Ημερήσια ενέργεια, kWh
DD	Ημέρα του έτους, -
E	Ροή εξέργειας, kW
f	Κάλυψη των θερμικών αναγκών από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών, %
G_T	Προσπίπτουσα (στιγμιαία) ηλιακή ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου, W/m^2
h	Ειδική ενθαλπία, kJ/kg
H	Ημερήσια ολική ακτινοβολία κεκλιμένου, kWh/m^2
IRR	Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης, %
K_{AUX}	Κόστος καυσίμου, €/kWh
K_{ch}	Ειδικό κόστος ψύκτη, €/kW
K_{el}	Ειδικό κόστος ηλεκτρικής ενέργειας, €/kWh
K_{ETC}	Ειδικό κόστος των ETC, €/m ²
$K_{O\&M}$	Κόστος συντήρησης και λειτουργίας, %
K_{pellet}	Κόστος λέβητα pellet, €
K_{ref}	Κόστος ψύξης, €/kWh
K_{tank}	Ειδικό κόστος δοχείου αποθήκευσης, €/m ³
L	Μήκος, m
m	Παροχή μάζας, kg/s
M	Διάρκεια ζωής της επένδυσης, έτη
M_{st}	Μάζα νερού στο δοχείο αποθήκευσης, kg
N	Ζώνες διαχωρισμού στο δοχείο αποθήκευσης, -
N_D	Διάρκεια ημέρας, ώρες
NPV	Καθαρή παρούσα αξία, €
P	Πίεση, kPa
PP	Περίοδος αποπληρωμής, έτη
Q	Ροή θερμότητας, W
r	Επιτόκιο αναγωγής, %
SCOP	Ηλιακός συντελεστής απόδοσης, -
SPP	Απλή περίοδος αποπληρωμής, έτη
t	Χρόνος, s
T	Θερμοκρασία, °C
T_{SUN}	Θερμοκρασία ηλίου, K
UA	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, W/K
U_T	Συντελεστής απωλειών θερμότητας στο δοχείο αποθήκευσης, W/m^2K
V	Όγκος δοχείου αποθήκευσης, m ³
X	Περιεκτικότητα του διαλύματος σε LiBr, %

Y_{ref}	Ετήσια παραγωγή ψύξης, kWh
Y_{AUX}	Ετήσια κατανάλωση ενέργειας από το λέβητα βιομάζας, kWh
Z	Ημερήσια εξέργεια, kWh

Ελληνικά σύμβολα

β	Κλίση των συλλεκτών, °
δ	Ηλιακή απόκλιση, °
ΔR	Διακύμανση θερμοκρασίας, °C
Δt	Χρονικό βήμα, s
η	Βαθμός απόδοσης, -
ρ	Πυκνότητα, kg/m ³
φ	Γεωγραφικό πλάτος, °

Λείκτες και εκθέτες

A	Απορροφητής
amb	Περιβάλλον
AUX	Λέβητας βιομάζας
C	Συμπυκνωτής
ch	Ψύκτης
col	Ηλιακοί συλλέκτες
D	Ημερήσιο
E	Ατμοποιητής
ETC	Ηλιακοί συλλέκτες κενού
ex	Εξέργεια
h	Ζεστό
HEX	Εναλλάκτης θερμότητας
in	Είσοδος
G	Αναγεννητής
loss	Απώλειες θερμότητας
m	Μέσο
max	Μέγιστο
min	Ελάχιστο
opt	Βέλτιστο
out	Έξοδος
r	Ψυκτικό μέσο
ref	Ψύξη
s	Ηλιακή
sol	Διάλυμα
st	Δοχείο αποθήκευσης
str	Ισχυρό διάλυμα
sys	Σύστημα
th	Θερμικό
u	Χρήσιμο
w	Ασθενές διάλυμα

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ

1.1. Εισαγωγή – Το φαινόμενο του θερμοκηπίου

Η ενέργεια αποτελεί πλέον βασική ανάγκη κάθε ανθρώπου. Χρειάζεται για τη θέρμανση, τον κλιματισμό και για το φωτισμό του σπιτιού, για το μαγείρεμα αλλά και για την ψύξη των τροφίμων. Τροφοδοτεί τα αυτοκίνητα και τα άλλα μέσα μεταφοράς. Ενέργεια χρειάζονται οι βιομηχανίες, τα νοσοκομεία, τα γραφεία και τα σχολεία. Η τεχνολογική εξέλιξη και η οικονομική ανάπτυξη κάθε χώρας εξαρτάται από την ποσότητα της διαθέσιμης ενέργειας. Η οικονομία και ο πληθυσμός έχουν προκαλέσει μια αύξηση της ζήτησης για ενέργεια, κατά τη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών. Εκτιμάται ότι η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας θα αυξηθεί κατά 45% από το 2006 έως 2030 [1].

Μεγάλο ποσοστό της ενέργειας, παράγεται κατά κύριο λόγο από ορυκτά καύσιμα, όπως το πετρέλαιο, τον άνθρακα και το φυσικό αέριο. Η καύση των ορυκτών καυσίμων προκαλεί ρύπανση του αέρα η οποία βλάπτει τη δημόσια υγεία. Κατά τις ενεργειακές δραστηριότητες, απελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα διοξείδιο του θείου, μόλυβδος, οξείδιο του νατρίου και άλλα σωματίδια. Οι αέριοι αυτοί ρύποι προκαλούν την όξινη βροχή και το αστικό νέφος. Η καύση των ορυκτών καυσίμων είναι επίσης μία σημαντική πηγή καρκινογόνων τοξικών χημικών. Αν η ενεργειακή ανάπτυξη τον επόμενο αιώνα συνεχίσει να βασίζεται αποκλειστικά στη χρήση των ορυκτών καυσίμων, τα προβλήματα της ποιότητας του αέρα θα χειροτερέψουν, επηρεάζοντας αρνητικά τόσο τη δημόσια υγεία όσο και την ποιότητα ζωής των ανθρώπων. Τα ορυκτά καύσιμα αποτελούν την κύρια αιτία για την υπερθέρμανση του πλανήτη και την επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου.

Τα συνήθεις συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμών είναι ηλεκτροκίνητα και καταναλώνουν μεγάλες ποσότητες ενέργειας, αυξάνοντας την κατανάλωση ορυκτών καυσίμων. Το Διεθνές Ινστιτούτο Ψύξης στο Παρίσι εκτιμά ότι περίπου το 15% του συνόλου της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται παγκοσμίως, χρησιμοποιείται για κλιματισμό και ψύξη [1]. Επιπλέον, τα συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμών που χρησιμοποιούνται συνήθως σε συστήματα ψύξης και κλιματισμού λειτουργούν με συνθετικά ψυκτικά μέσα, όπως οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), υδρο-χλωροφθοράνθρακες (HCFCs) και υδρο-φθοράνθρακες (HFCs). Όταν απελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα, προκαλούν ρύπανση του περιβάλλοντος και συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Στα τέλη της δεκαετίας του 1980, εκτιμήθηκε ότι οι εκπομπές αυτών των ενώσεων από τα συστήματα ψύξης, αντιπροσώπευε το 33,3% του φαινομένου του θερμοκηπίου [1].

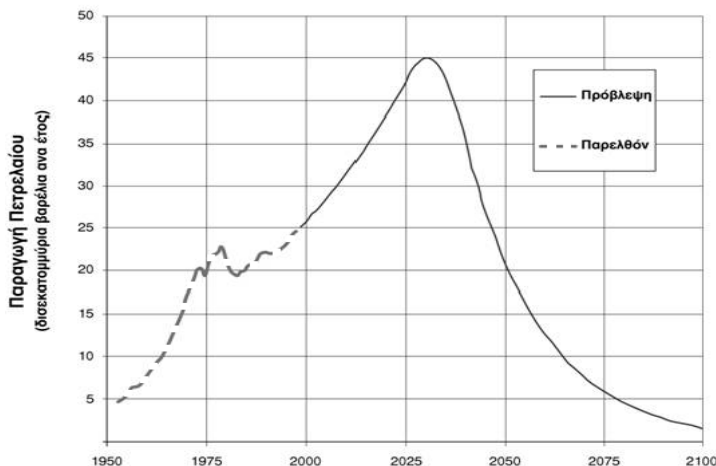
Το φαινόμενο του θερμοκηπίου, το σοβαρότερο από τα περιβαλλοντικά προβλήματα, αποτελεί αντικείμενο έντονου προβληματισμού, τόσο στο επιστημονικό όσο και στο πολιτικό επίπεδο. Η επιστημονική κοινότητα διαπίστωσε ότι το διοξείδιο του άνθρακα και τα άλλα αέρια του θερμοκηπίου, αυξάνουν με γρήγορους ρυθμούς στην ατμόσφαιρα και προκαλούν την υπερθέρμανση του πλανήτη. Η μέση θερμοκρασία στην επιφάνεια της γης έχει αυξηθεί κατά 6 °C το τελευταίο αιώνα. Οι ενεργειακές δραστηριότητες παράγουν το 78% των ανθρωπογενών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα και το 23% των εκπομπών του μεθανίου. Αυτοί οι αέριοι ρύποι είναι υπεύθυνοι κατά 80% για την αύξηση της θερμοκρασίας από τα παλιά χρόνια [2].

Η αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη προκαλεί σοβαρά προβλήματα με την πάροδο των χρόνων. Ακραία καιρικά φαινόμενα, όπως πλημμύρες, ξηρασίες, καύσωνας προκαλούν θανάτους, απώλειες αγροτικής παραγωγής και γενικά πολλές οικονομικές ζημιές. Η αύξηση της θερμοκρασίας προκαλεί το λιώσιμο των πάγων με γοργούς ρυθμούς. Η αύξηση της στάθμης της θάλασσας ανησυχεί τις παράκτιες περιοχές και τα νησιά. Μεγάλες πόλεις της Αμερικής κινδυνεύουν να χαθούν αν συνεχιστεί αυτή η αύξηση. Κατά την διάρκεια του 20^{ου} αιώνα το επίπεδο της θάλασσας αυξήθηκε περίπου 10 – 20 εκατοστά [2].

Ο στόχος της πολιτικής για τις κλιματικές αλλαγές είναι να συγκρατηθεί μια αύξηση της θερμοκρασίας κάτω των 2 °C. Οι επιστήμονες εκτιμούν ότι περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας θα προκαλέσει δραματικές αλλαγές στα οικοσυστήματα με επιπτώσεις στη ζωή εκατομμυρίων ανθρώπων (κίνδυνος πείνας, πλημμύρες, αρρώστιες, έλλειψη νερού). Για να επιτευχθεί αυτός ο στόχος πρέπει να γίνει μια άμεση αλλαγή στο ενεργειακό σύστημα. Η διεθνής κοινότητα, άρχισε να αποκτά συστηματική γνώση και συνείδηση για τα περιβαλλοντικά προβλήματα από τις αρχές τις δεκαετίας του 1970, λόγω της απειλής της κλιματικής αλλαγής από τα τέλη της ίδιας δεκαετίας. Σε μια διεθνή συνάντηση με αντικείμενο το περιβάλλον, προέκυψε μια Συνθήκη για την κλιματική μεταβολή, η οποία είχε σαν στόχο τη μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Τη συνθήκη αυτή υπέγραψαν στο Ρίο τον Ιούνιο του 1992, 154 χώρες καθώς και η Ευρωπαϊκή Ένωση. Στο Κιότο το 1997, η συνθήκη αυτή απέκτησε ένα ποσοτικό στόχο με τη δέσμευση των ανεπτυγμένων χωρών να μειώσουν τις εκπομπές των αερίων του θερμοκηπίου κατά 5.2% το διάστημα 2008-2012 σε σύγκριση με τις εκπομπές τους το 1990. Η Ευρωπαϊκή Ένωση δεσμεύτηκε να μειώσει τις εκπομπές της κατά 8% [2].

1.2. Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας

Για την επίτευξη αυτού του στόχου, η ερευνητική και πολιτική κοινότητα αναγκάστηκε να εξετάσει σοβαρά τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Ακόμα ένας λόγος για την αναζήτηση εναλλακτικών πηγών ενέργειας, είναι και η μείωση των αποθεμάτων του πετρελαίου. Ο Διεθνής Οργανισμός Ενέργειας εκτιμά ότι η κατανάλωση πετρελαίου θα αυξάνεται κατά μέσο όρο 1.6% το χρόνο, κάτι που σημαίνει ότι θα διαρκέσει ακόμα περίπου 60 χρόνια [2].



Εικόνα 1.1. Παραγωγή πετρελαίου 1950 – 2100 [2]

Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας μπορούν να έχουν σημαντική συμβολή στην προσπάθεια μείωσης των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου, αφού είναι οι μόνες πηγές ενέργειας που δεν μολύνουν το περιβάλλον με εκπομπές CO₂. Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας είναι οι φυσικοί ανεξάντλητοι διαθέσιμοι πόροι, που έχουν την δυνατότητα να μετατρέπονται σε ηλεκτρική ή θερμική ενέργεια, όπως ο ήλιος, ο άνεμος, η βιομάζα, η γεωθερμία, οι υδατοπτώσεις, η θαλάσσια κίνηση. Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί την πηγή όλων των ΑΠΕ, εκτός από της γεωθερμίας. Χρησιμοποιείται σε εφαρμογές για θέρμανση χώρου ή νερού σε κτίρια με χρήση ενεργητικών ή παθητικών συστημάτων, καθώς και για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από φωτοβολταϊκά. Η αιολική ενέργεια παρέχει δυναμικό για μεγάλης κλίμακας παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με την χρήση ανεμογεννητριών χωρίς σοβαρές περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Βιομάζα ονομάζονται τα υπολείμματα που προέρχονται από το φυτικό κόσμο και χρησιμοποιούνται για θέρμανση και παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Σε αυτή τη κατηγορία περιλαμβάνονται τα αστικά σκουπίδια, τα υπολείμματα της αγροτικής παραγωγής (ξύλεια, ζωικά απόβλητα) και τα υποπροϊόντα της βιομηχανίας (από επεξεργασία τροφίμων και οργανικών υλών). Η υδροηλεκτρική ενέργεια είναι η ενέργεια που σχηματίζεται από την πτώση του νερού και μετατρέπεται σε ηλεκτρική με τη βοήθεια ενός υδροστροβίλου. Η γεωθερμία είναι η θερμική ενέργεια που βρίσκεται αποθηκευμένη κάτω από την επιφάνεια της γης σε θερμοκρασίες από 25 °C μέχρι 350 °C. Η αξιοποίηση της περιλαμβάνει εφαρμογές για θέρμανση και ψύξη χώρου και για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Τα κύρια πλεονεκτήματα των ΑΠΕ είναι τα ακόλουθα [2]:

- Είναι ανεξάντλητες πηγές ενέργειας και συμβάλλουν στη μείωση της εξάρτησης από τους εξαντλήσιμους πόρους, τα ορυκτά καύσιμα
- Είναι διάσπαρτες, παρέχοντας την δυνατότητα κάλυψης των αναγκών σε τοπικό και περιφερειακό επίπεδο, μειώνοντας έτσι τις απώλειες από τη μεταφορά ενέργειας
- Έχουν χαμηλό λειτουργικό κόστος που δεν επηρεάζεται από τις διακυμάνσεις της διεθνούς οικονομίας
- Συμβάλλουν στη δημιουργία πολλών θέσεων εργασίας, ιδιαίτερα σε τοπικό και περιφερειακό επίπεδο
- Είναι φιλικές προς το περιβάλλον με μηδενικούς ρύπους.

Τα τελευταία χρόνια, οι επιστήμονες ασχολούνται περισσότερο με την ηλιακή ενέργεια. Υπάρχει μια ξαφνική ζήτηση στην αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας σε διάφορες εφαρμογές, όπως η θέρμανση νερού, η θέρμανση και ψύξη χώρων, την παραγωγή ενέργειας κ.τ.λ. Μια ελκυστική εφαρμογή είναι η ψύξη, αφού παρατηρείται μεγάλη αύξηση των αναγκών για κλιματισμό κατά την θερινή περίοδο τα τελευταία χρόνια. Οι τεχνολογίες που χρησιμοποιούν την ηλιακή ακτινοβολία για την παραγωγή ψύξης έχουν το μεγάλο πλεονέκτημα ότι, η ζήτηση για κλιματισμό ταυτίζεται κατά ένα μεγάλο μέρος με την διαθεσιμότητα της ηλιακής ακτινοβολίας.

Στα συστήματα ηλιακής ψύξης, θερμική ενέργεια από τους ηλιακούς συλλέκτες, τροφοδοτεί τον αναγεννητή του συστήματος ψύξης με απορρόφηση.

1.3. Ηλιακοί συλλέκτες

Οι ηλιακοί συλλέκτες απορροφούν την ηλιακή ακτινοβολία και την μετατρέπουν σε θερμότητα για την θέρμανση ρευστού (αέρα ή υγρό μέσο). Είναι ειδικής μορφής εναλλάκτες θερμότητας, αφού μεταφέρει ενέργεια μορφής ακτινοβολίας από πολύ μακρινή πηγή (ήλιος), σε ένα ρευστό. Αντίθετα, στους συμβατικούς εναλλάκτες, η μεταφορά γίνεται από ρευστό σε ρευστό. Το ζεστό ρευστό χρησιμοποιείται στη συνέχεια για να θερμάνει άμεσα ή έμμεσα, νερό για οικιακή χρήση, εσωτερικό χώρο κτιρίου, νερό σε πισίνες, νερό ή αέρα για βιομηχανικές χρήσεις. Επίσης, χρησιμοποιείται για την θέρμανση του νερού σε συστήματα ηλιακής ψύξης. Υπάρχουν διάφοροι τύποι ηλιακών συλλεκτών:

- Επίπεδος συλλέκτης
- Συλλέκτης κενού
- Συγκεντρωτικός συλλέκτης

1.3.1. Ιστορική αναδρομή

Τα πρώτα ηλιακά συστήματα θέρμανσης νερού (ΗΣΘΝ) κατασκευάστηκαν στις ΗΠΑ το 1890, ενώ το σύστημα με την σημερινή του μορφή κατοχυρώθηκε ως ευρεσιτεχνία το 1909 από τον William J. Bailey στην Καλιφόρνια. Το σύστημα αυτό είχε μια μονωμένη δεξαμενή αποθήκευσης οπότεν ήταν δυνατή η διατήρηση ζεστού νερού κατά τη διάρκεια της νύκτας. Για το λόγο αυτό, ο Bailey ονόμασε την εταιρεία του 'Εταιρία ηλιακής θέρμανσης νερού Μέρα και Νύχτα'. Πούλησε 4.000 συστήματα πριν ανακαλυφθούν στην περιοχή κοιτάσματα φθηνού φυσικού αερίου το 1920, οπότε και έκλεισε ουσιαστικά η επιχείρηση του [2].

Η περίοδος ακμής για τις επιχειρήσεις ΗΣΘΝ στην Αμερική ήταν μέχρι τις αρχές της δεκαετίας του 1950. Το 80% των κατοίκων στο Μαϊάμι την περίοδο 1935-1941 είχαν ΗΣΘΝ. Στην περιοχή εκείνη είχαν πουληθεί συνολικά 60.000 συστήματα. Το 1950 η βιομηχανία ΗΣΘΝ στις ΗΠΑ είχε εξαφανιστεί λόγω της ραγδαίας αύξησης της χρήσης των φθηνών συμβατικών καυσίμων. Μετά την πετρελαϊκή κρίση του 1973, οι ηλιακοί συλλέκτες χρησιμοποιήθηκαν ξανά. Οι ΗΠΑ, η Ιαπωνία, η Ελλάδα και το Ισραήλ έχουν ανεπτυγμένες βιομηχανίες ΗΣΘΝ. Επίσης, στη Μεγάλη Βρετανία έχουν εγκατασταθεί 40.000 περίπου ΗΣΘΝ [2].

Η τεχνολογία των ηλιακών θερμικών συστημάτων είναι σήμερα αρκετά ώριμη. Ο μέσος ρυθμός αύξησης των συνολικών εγκαταστάσεων ηλιακών συλλεκτών στην ΕΕ ανήλθε στο 10% την περίοδο 1995 – 2012. Τρεις χώρες, Γερμανία, Ελλάδα και Αυστρία έχουν πάνω από 4.000.000 m² εγκατεστημένων συλλεκτών, με την Γερμανία να κυριαρχεί στις εγκαταστάσεις τα τελευταία χρόνια. Η Κύπρος όμως, έχει τις περισσότερες εγκαταστάσεις ανά κάτοικο [2].

Σύμφωνα με στατιστικά των τελευταίων ετών, η συνολική εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών για θέρμανση νερού στην Ευρωπαϊκή Ένωση υπολογίζεται ότι είναι 43x10⁶ m². Στην Ελλάδα, η εγκατεστημένη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών εκτιμάται σε 4.1x10⁶ m². Διεθνώς, η Κύπρος έχει

την υψηλότερη συνολική εγκατεστημένη θερμική ισχύ ανά κάτοικο (554 KW_{th} ανά 1000 κατοίκους) και ακολουθούν το Ισραήλ (390.9 KW_{th} ανά 1000 κατοίκους), τα νησιά Barbados (323.9 KW_{th} ανά 1000 κατοίκους), η Αυστρία (314.5 KW_{th} ανά 1000 κατοίκους) και πέμπτη η Ελλάδα (265.8 KW_{th} ανά 1000 κατοίκους) [3].

1.3.2. Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες

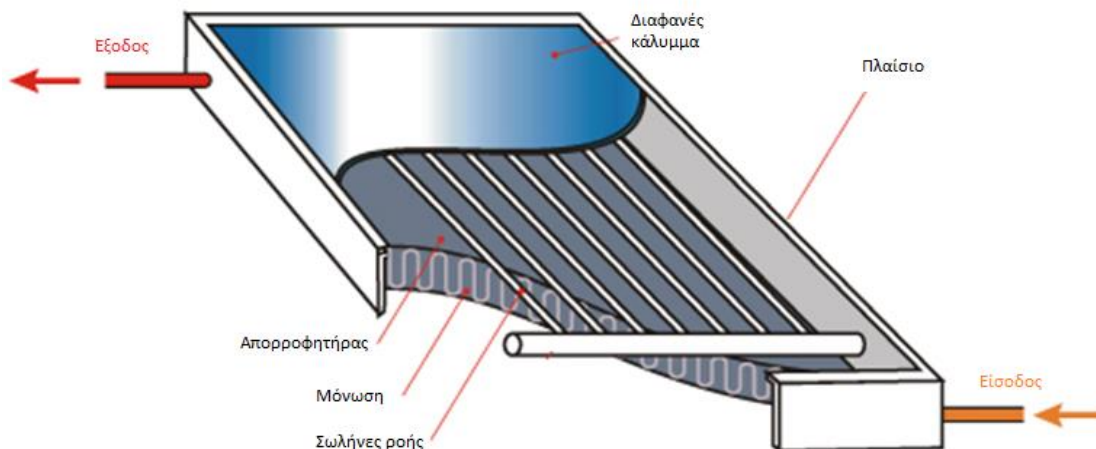
Ο επίπεδος ηλιακός συλλέκτης αποτελεί την πλέον διαδεδομένη μορφή συλλέκτη για οικιακά ηλιακά συστήματα θέρμανσης νερού. Χρησιμοποιούνται κυρίως για μικρές και μέσες θερμοκρασίες, μέχρι 100 °C πάνω από την θερμοκρασία περιβάλλοντος [4]. Εκμεταλλεύονται και την άμεση και τη διάχυτη ακτινοβολία. Τα κύρια μέρη ενός επίπεδου συλλέκτη είναι:

α) Ο απορροφητήρας, ο οποίος περιλαμβάνει την απορροφητική επιφάνεια και τους σωλήνες που κυκλοφορεί το θερμοαπαγωγό ρευστό. Τα τελευταία χρόνια έχουν δοκιμαστεί με επιτυχία πολλοί τύποι απορροφητικής πλάκας, όπως πρεσαρισμένα φύλλα χάλυβα, ειδικά κατασκευασμένα πλαίσια από συμπιεσμένο αλουμίνιο και μικρής διαμέτρου χάλκινοι σωλήνες συγκολλημένοι σε παχιά φύλλα χαλκού ή χάλυβα [2]. Γενικά, η απορροφητική πλάκα πρέπει να έχει υψηλή θερμική αγωγιμότητα ώστε να μεταφέρει την ενέργεια στο νερό με τις λιγότερες απώλειες.

β) Το διαφανή κάλυμμα, το οποίο λειτουργεί σαν προστατευτικό κάλυμμα, αφού μειώνει τις θερμικές απώλειες (δια συναγωγής και ακτινοβολίας) του απορροφητήρα προς το περιβάλλον, από την κύρια πλευρά του συλλέκτη. Συνήθως, χρησιμοποιείται απλό τζάμι, τουλάχιστον 3 mm, ενώ σε περιοχές με αντίξοες καιρικές συνθήκες χρησιμοποιείται διπλό τζάμι για επιπρόσθετη μείωση των θερμικών απωλειών [3].

γ) Μόνωση στην πίσω επιφάνεια του απορροφητή, αλλά και στις παράπλευρες επιφάνειες ώστε να μειώνονται οι θερμικές απώλειες.

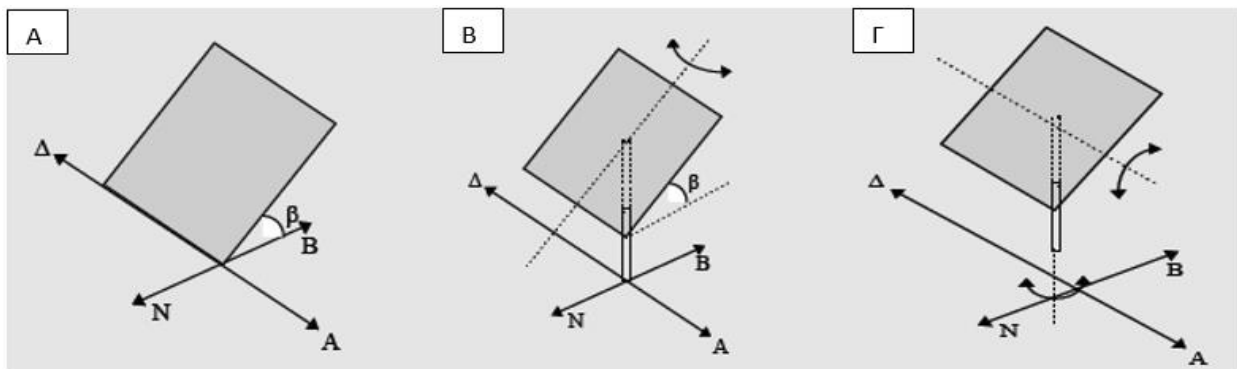
δ) Το πλαίσιο που περιβάλλει τον συλλέκτη, το οποίο πρέπει να είναι στεγανό και αντιδιαβρωτικό. Συνήθως, χρησιμοποιείται αλουμίνιο [3].



Εικόνα 1.2. Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης [5]

Οι επίπεδοι συλλέκτες συνήθως είναι σταθεροί (σχήμα 1.3α) και τοποθετούνται εστραμμένοι προς τον ισημερινό ($\gamma=0^\circ$) και με κλίση ως προς το οριζόντιο επίπεδο β , τέτοια ώστε να μεγιστοποιείται η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία κατά την περίοδο του έτους που ενδιαφέρει η χρησιμοποίηση του συλλέκτη. Πιο συγκεκριμένα, για μέγιστη ετήσια ενέργεια απαιτείται κλίση συλλέκτη ίση με το γεωγραφικό πλάτος, $\beta=\phi$. Για μέγιστη ενέργεια κατά την θερινή περίοδο απαιτείται κλίση συλλέκτη κατά 15° μικρότερη του γεωγραφικού πλάτους. Ενώ, για μέγιστη ενέργεια κατά την χειμερινή περίοδο απαιτείται κλίση συλλέκτη κατά 15° μεγαλύτερη του γεωγραφικού πλάτους.

Αν και δεν συνηθίζεται, οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες έχουν την δυνατότητα κίνηση προς μια ή δύο κατευθύνσεις. Το σχήμα 1.3β δείχνει ένα επίπεδο ηλιακό συλλέκτη με ένα βαθμό ελευθερίας. Έχει σταθερή κλίση επιφανείας και ακολουθεί την ημερήσια πορεία του ηλίου (αζιμούθιο). Το σχήμα 1.3γ δείχνει ένα επίπεδο ηλιακό συλλέκτη με δύο βαθμούς ελευθερίας. Στην περίπτωση αυτή ρυθμίζεται και η κλίση του συλλέκτη ανάλογα με την εποχή, συλλέγοντας τη μέγιστη δυνατή ηλιακή ακτινοβολία που είναι διαθέσιμη σε μια περιοχή.



Εικόνα 1.3. Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης α) χωρίς βαθμό ελευθερίας, β) με ένα βαθμό ελευθερίας και γ) με δύο βαθμούς ελευθερίας [3]

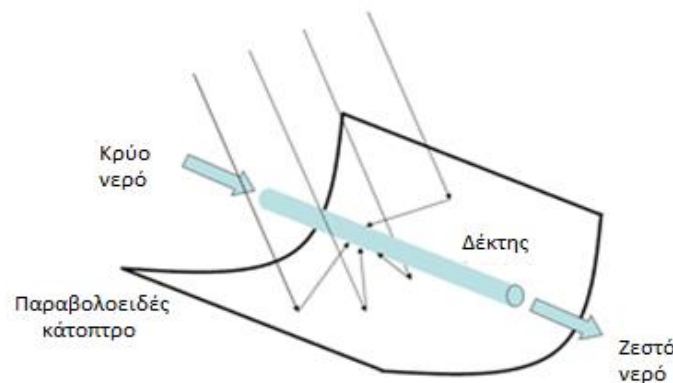
Υπάρχουν διάφορα ήδη επίπεδων ηλιακών συλλεκτών. Στον επίπεδο συλλέκτη νερού, η ηλιακή ακτινοβολία θερμαίνει το νερό που ρέει μέσα από σωλήνες παράλληλους ή μέσα στην απορροφητική πλάκα. Οι σωλήνες ροής μπορούν να είναι σε παράλληλη διάταξη ή σε μορφή σερπαντίνας. Η διάταξη σερπαντίνας αποκλείει την πιθανότητα διαρροών και επιβάλλει ομοιόμορφη ροή [2]. Υπάρχουν οι απλοί συλλέκτες χωρίς διαφανή κάλυμμα και θερμομόνωση του απορροφητή (μικρής διαμέτρου μαύροι πλαστικοί σωλήνες), οι οποίοι αποτελούν την πλέον οικονομική κατασκευή και χρησιμοποιούνται για εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών, μέχρι 30°C . Η πιο ευρέως διαδεδομένη εφαρμογή αυτών των συλλεκτών είναι στη θέρμανση των κολυμβητικών δεξαμενών, όπου απαιτείται μικρή αύξηση της θερμοκρασίας σε σχέση με τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, οπότε οι απώλειες θερμότητας δεν είναι σημαντικές.

Επίσης, υπάρχει ο επίπεδος συλλέκτης αέρα που δεν είναι πολύ διαδεδομένος. Χρησιμοποιείται κυρίως για θέρμανση χώρων. Στην περίπτωση αυτή ο αέρας κινείται με φυσική ή εξαναγκασμένη κυκλοφορία. Ο αέρας από εσωτερικούς χώρους κυκλοφορεί μέσα στον ηλιακό συλλέκτη και αφού θερμανθεί επιστρέφει και αποδίδεται στο χώρο. Εναλλακτικά, μπορεί να χρησιμοποιηθεί εξωτερικός αέρας ο οποίος θερμαίνεται και αποδίδεται στους εσωτερικούς χώρους. Επίσης, είναι

εφικτή η παραγωγή ζεστού νερού, με τη χρήση ενός εναλλάκτη θερμότητας αέρα/νερού. Η ποσότητα του αέρα που μεταφέρεται είναι μικρότερη σε σύγκριση με την αντίστοιχη του νερού, εξαιτίας της μικρής ειδικής θερμότητας του αέρα. Το σύστημα αυτό δημιουργεί μεγαλύτερη κατανάλωση ενέργειας στον κυκλοφορητή αυξάνοντας το λειτουργικό του κόστος [2]. Τα πλεονεκτήματα του συστήματος αυτού είναι ότι χρησιμοποιούνται φτηνότερα υλικά και ότι αποφεύγονται τα προβλήματα παγετού ή βρασμού.

1.3.3. Συγκεντρωτικοί συλλέκτες

Για την επίτευξη υψηλότερων θερμοκρασιών από αυτές που μπορούν να προσφέρουν οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες, γίνεται χρήση των συγκεντρωτικών συλλεκτών. Η συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια απορρόφησης επιτυγχάνεται με τη χρήση ενός κατόπτρου. 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, το κάλυμμα και τη μόνωση.



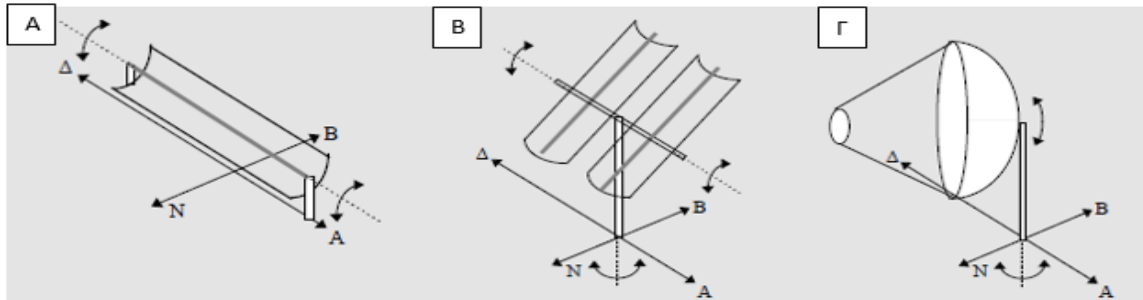
Εικόνα 1.4. Παραβολικός συγκεντρωτής

Βασικό χαρακτηριστικό των συγκεντρωτικών συλλεκτών είναι ο λόγος συγκέντρωσης, που ορίζεται ως ο λόγος της επιφάνειας που εισέρχεται η ηλιακή ακτινοβολία A_a , προς την επιφάνεια του δέκτη που απορροφά τη συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία A_r :

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

Συνήθως, ο λόγος συγκέντρωσης κυμαίνεται από 1.5 έως 10000 [4]. Όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος συγκέντρωσης τόσο μεγαλύτερη είναι και η αναπτυσσόμενη θερμοκρασία του ρευστού, αλλά και η ακρίβεια της κατασκευής, η ποιότητα του οπτικού συστήματος, άρα και το κόστος. Στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες αξιοποιείται μόνο η άμεση ακτινοβολία, με εξαίρεση τους συλλέκτες χαμηλού λόγου συγκέντρωσης, όπως οι σύνθετοι παραβολικοί συγκεντρωτές CPC. Όλοι οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες για να λειτουργήσουν κινούνται και ακολουθούν την πορεία του ηλίου. Η περιστροφή των συλλεκτών μπορεί να γίνει περί ένα μόνο άξονα, ή περί δύο αξόνων. Τα γραμμικού τύπου συστήματα συγκεντρώνουν την άμεση ακτινοβολία στους σωλήνες (όπου κυκλοφορεί το θερμοαπαγωγό ρευστό) που διατρέχουν το σημείο εστίασης, κατά μήκος

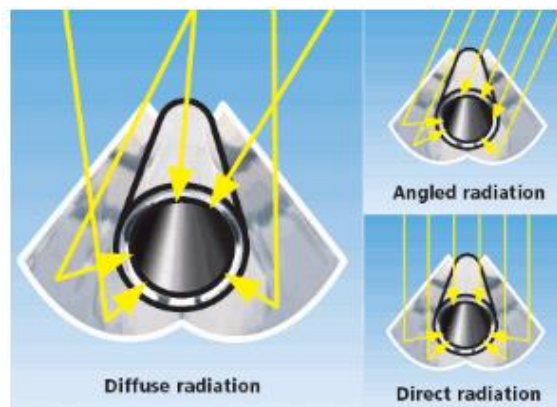
των συλλεκτών. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες σημειακής εστίασης, συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία σε ένα σημείο. Ο μηχανισμός προσανατολισμού του συλλέκτη μπορεί να παρέχει συνεχή ή σχεδόν συνεχή ρύθμιση ώστε να ακολουθεί την πορεία του ηλίου. Για ορισμένους επιμήκεις συλλέκτες χαμηλού λόγου συγκέντρωσης είναι επαρκής η ρύθμιση κατά διαστήματα (ανά εβδομάδα), λόγω του ότι αξιοποιούν και την διάχυτη ακτινοβολία.



Εικόνα 1.5. Συγκεντρωτικός ηλιακός συλλέκτης α) γραμμικού τύπου με ένα βαθμό ελευθερίας, β) γραμμικού τύπου δύο βαθμών ελευθερίας και γ) σημειακής εστίασης δύο βαθμών ελευθερίας [3]

Με την συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας, αυξάνεται σημαντικά η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας που συλλέγεται, με αποτέλεσμα να γίνονται εφικτές υψηλές θερμοκρασίες στις επιφάνειες εστίασης. Το κόστος των συγκεντρωτικών συλλεκτών είναι πολύ υψηλότερο από το αντίστοιχο των επίπεδων συλλεκτών, αφού απαιτούν μεγάλη ακρίβεια στην κατασκευή και πολύπλοκους μηχανισμούς κίνησης. Επίσης, το κόστος συντήρησης είναι μεγάλο, σε αντίθεση με τους επίπεδους που απαιτούν μικρή μόνο συντήρηση [3].

Μια ειδική κατηγορία των συγκεντρωτικών συλλεκτών, αποτελούν οι σύνθετοι παραβολικοί συγκεντρωτές CPC, οι οποίοι ανήκουν στην κατηγορία των συγκεντρωτών χωρίς είδωλο. Επιτυγχάνουν μικρούς λόγους συγκέντρωσης. Αυτό που διακρίνει τους συλλέκτες αυτούς είναι ότι αξιοποιούν τόσο την άμεση όσο και τη διάχυτη ακτινοβολία. Η αξιοποίηση γίνεται υπό ευρεία περιοχή γωνιών πρόσπτωσης, επομένως οι απαιτήσεις κίνησης για παρακολούθηση του ηλίου είναι ελάχιστες [4]. Ο δημιουργός αυτής της κατασκευής είναι ο Roland Winston. Ο CPC μπορεί να έχει δέκτη μη επίπεδο όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα. Συνήθως, χρησιμοποιείται ως αποκομμένος με σωληνοειδή δέκτη κενού, και μάλιστα σε συστοιχία παράλληλων όμοιων CPC, η οποία φέρει επίπεδο υάλινο κάλυμμα.



Εικόνα 1.6. CPC με κυλινδρικό δέκτη (σωλήνα) [6]

Στον πίνακα που ακολουθεί παρουσιάζονται συνοπτικά τα βασικά στοιχεία που χαρακτηρίζουν τις δύο κατηγορίες ηλιακών συλλεκτών, επίπεδων και συγκεντρωτικών.

Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης	Συγκεντρωτικός συλλέκτης
Λειτουργία σε χαμηλές θερμοκρασίες	Λειτουργία σε υψηλότερες θερμοκρασίες
Επιφάνεια εισόδου των ηλιακών ακτίνων ίση με την επιφάνεια απορρόφησης	Επιφάνεια εισόδου των ηλιακών ακτίνων πολύ μεγαλύτερη από την επιφάνεια απορρόφησης (λόγω συγκέντρωσης των ακτίνων)
Αξιοποίηση άμεσης και διάχυτης ακτινοβολίας	Αξιοποίηση μόνο της άμεσης ακτινοβολίας (εκτός από τους συλλέκτες χαμηλού λόγου συγκέντρωσης)
Επιτυγχάνουν χαμηλές θερμοκρασίες <140 °C	Επιτυγχάνουν μεγαλύτερες θερμοκρασίες
Χαμηλό κόστος κατασκευής και συντήρησης	Υψηλό κόστος κατασκευής και συντήρησης
Απλή τεχνολογία και κατασκευή	Υψηλή τεχνολογία και πολύπλοκη κατασκευή
Μεγάλο ποσοστό θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον	Μικρότερο ποσοστό θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον
Δεν απαιτείται μηχανισμός κίνησης και παρακολούθησης του ηλίου	Απαιτείται μηχανισμός κίνησης και παρακολούθησης του ηλίου
Πίνακας 1.1. Σύγκριση επίπεδου και συγκεντρωτικού συλλέκτη	

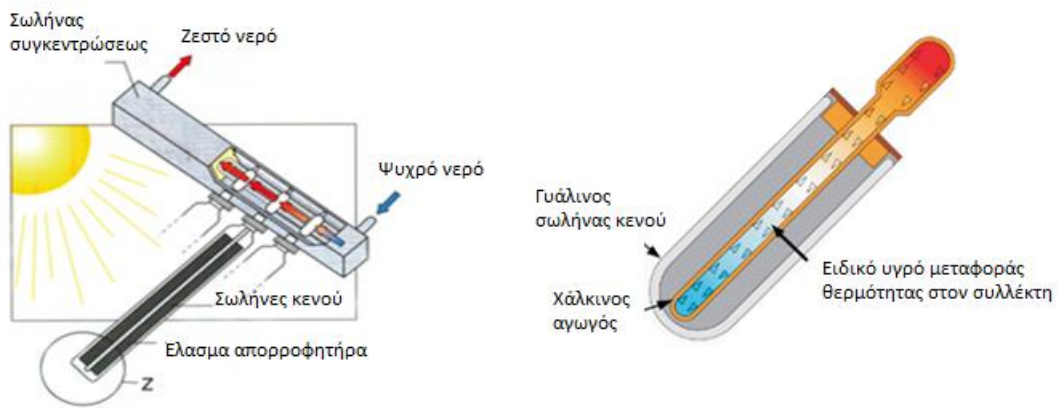
1.3.4. Ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού

Μια νέα αξιόπιστη τεχνολογία, είναι οι ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού σε παράλληλη διάταξη. Οι σωλήνες κενού αποτελούνται από δύο υαλοσωλήνες που βρίσκονται ο ένας μέσα στον άλλον. Μεταξύ του εξωτερικού και του εσωτερικού υαλοσωλήνα υπάρχει κενό αέρος. Το κενό αέρος έχει άριστες θερμομονωτικές ιδιότητες. Το γυαλί που χρησιμοποιείται είναι ιδιαίτερης σκληρότητας, με μεγάλες αντοχές (συνήθως βιοπυριτικό pyrex) [7]. Στον εσωτερικό υαλοσωλήνα υπάρχουν ειδικές επιστρώσεις, που με πολύ αποτελεσματικό τρόπο μετατρέπουν την ηλιακή ενέργεια σε θερμότητα, με ελάχιστες απώλειες από επανεκπομπή και αντανάκλαση. Η απορροφητικότητα των ακτίνων του ηλίου είναι περίπου στο 96%, αφού ένα πολύ μικρό ποσοστό αντανακλάται, 4% [7]. Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται ο εγκλωβισμός της θερμότητας στο εσωτερικό του υαλοσωλήνα, χωρίς ουσιαστικές απώλειες θερμότητας πίσω στο περιβάλλον. Για το λόγο αυτό, οι ηλιακοί σωλήνες κενού λειτουργούν αποτελεσματικά ακόμα και τις ημέρες με συννεφιά.



Εικόνα 1.7. Σωλήνας κενού [7]

Στον εσωτερικό υαλοσωλήνα υπάρχουν φύλλα αλουμινίου τα οποία, λόγω εξαιρετικής θερμικής επαγωγής, επάγουν την θερμοκρασία από την περιφέρεια του υαλοσωλήνα στον θερμαντικό αυλό (χαλκοσωλήνα) που βρίσκεται στο κέντρο του. Μέσα στο χαλκοσωλήνα, υπάρχει ένα μη τοξικό υγρό όπου είναι και αυτό υπό πίεση κενού αέρος. Λόγω του κενού αέρος, το υγρό αυτό έχει σημείο βρασμού μικρότερο των 25 °C. Όταν το υγρό ατμοποιηθεί ανεβαίνει προς τα πάνω, όπου ο χαλκός καταλήγει σε ένα χάλκινο συμπυκνωτή ('heat pipe'). Εκεί, μέσω του εναλλάκτη θερμότητας, η θερμότητα μεταφέρεται στο σωλήνα συγκεντρώσεως, που μέσα του ρέει το ψυχρό νερό. Αφού αποδώσει την ενέργεια του, ψύχεται, υγροποιείται και επιστρέφει στο κάτω μέρος του χαλκοσωλήνα. Με τον τρόπο αυτό και εφόσον ο συλλέκτης θερμαίνεται από τον ήλιο γίνεται συνεχώς μεταφορά θερμότητας. Έτσι, μεταφέρεται η ενέργεια μέσα στο νερό, χωρίς θερμικές απώλειες στο περιβάλλον. Το υγρό μετάδοσης θερμότητας, δεν χρειάζεται συμπλήρωμα ούτε αντικατάσταση ποτέ. Το υγρό αυτό είναι Αμερικάνικη πατέντα [7]. Η λειτουργία του σωλήνα κενού παρουσιάζεται και σχηματικά:



Εικόνα 1.8. Λειτουργία σωλήνα κενού [7]

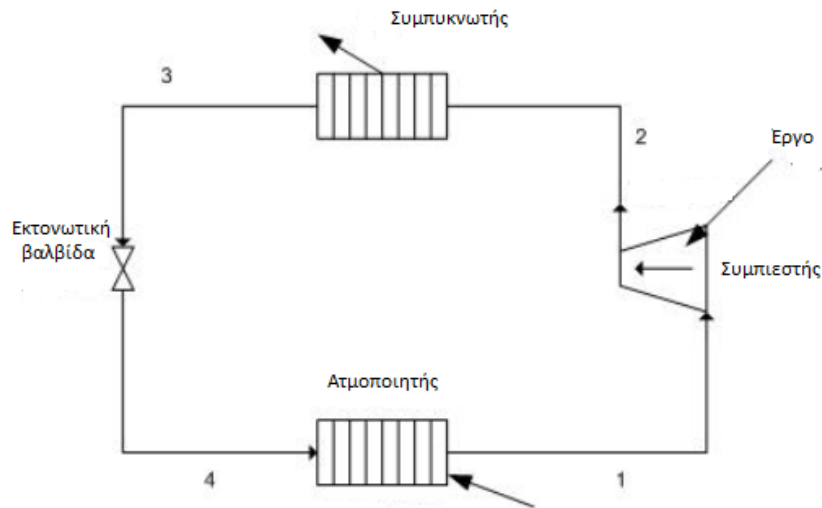
Οι συλλέκτες με σωλήνες κενού έχουν μεγαλύτερη απόδοση από τους επίπεδους συλλέκτες επειδή εκμεταλλεύονται τόσο την άμεση, όσο και τη διάχυτη ακτινοβολία. Το χαρακτηριστικό αυτό μαζί με την ελαχιστοποίηση των θερμικών απωλειών λόγω του κενού αέρος, καθιστά τον συλλέκτη κενού, κατάλληλο για κρύα κλίματα και περιοχές με μικρή ηλιοφάνεια το χειμώνα. Αν και οι συλλέκτες κενού επιτυγχάνουν πιο μεγάλες θερμοκρασίες και αποδόσεις σε σχέση με τους επίπεδους συλλέκτες, είναι πολύ ακριβότεροι. Όμως, τα πλεονεκτήματα που προσφέρει αυτή η τεχνολογία ποικίλουν [7]:

- Έχουν ελάχιστες θερμικές απώλειες λόγω του κενού αέρος. Οι συμβατικοί συλλέκτες έχουν κρύσταλλο, πλεξιγκλάς ή γυαλί το οποίο δεν παρέχει θερμομόνωση χάνοντας ένα μεγάλο ποσοστό της θερμότητας πίσω στο περιβάλλον
- Δίνουν περισσότερες ώρες εκμετάλλευσης του ηλίου λόγω της κυλινδρικής μορφής των σωλήνων
- Δεν χρειάζονται ετήσια συντήρηση, όπως οι συμβατικοί συλλέκτες, γιατί δεν έχουν υγρά που θέλουν αντικατάσταση ή συμπλήρωση
- Κάθε υαλοσωλήνας λειτουργεί ανεξάρτητα, άρα ο συλλέκτης λειτουργεί κανονικά ακόμα και σε περίπτωση που κάποιοι υαλοσωλήνες καταστραφούν.
- Δεν χρειάζονται καθαρισμό διότι ο σωλήνας κενού είναι από μη πορώδες βιοποριστικό γυαλί (Πυρεξ)
- Έχουν μεγάλες αντοχές σε χαμηλές θερμοκρασίες, έως μείον 40 °C
- Έχουν μηδαμινή αντίσταση στον αέρα λόγω της κυκλικής αεροδυναμικής μορφής τους
- Είναι εύκολοι στη μεταφορά λόγω του μικρού όγκου και βάρους, αλλά και γιατί συναρμολογούνται.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΨΥΞΗ

2.1. Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού

Το πιο συνηθισμένο σύστημα για παραγωγή ψύξης είναι το είναι το ψυκτικό σύστημα με συμπίεση ατμών, με βασικό χαρακτηριστικό τους την ύπαρξη ενός τουλάχιστον συμπιεστή. Τα εξαρτήματα του συγκεκριμένου συστήματος είναι ο ατμοποιητής, ο συμπιεστής, ο συμπυκνωτής και η εκτονωτική βαλβίδα.



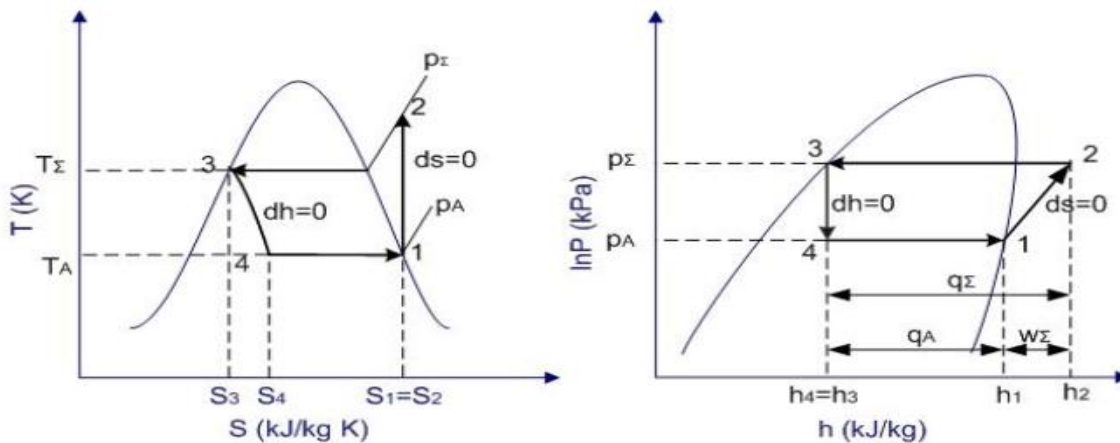
Εικόνα 2.1. Θεωρητικός ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών [8]

Ο θεωρητικός ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμών παρουσιάζεται στην εικόνα 2.1. Το ψυκτικό υγρό κατάστασης 4, εισέρχεται στον ατμοποιητή, ο οποίος είναι μια συσκευή συναλλαγής θερμότητας με στόχο την παραγωγή ψύξης. Το ψυκτικό υγρό θερμαίνεται σε χαμηλή θερμοκρασία, προκαλώντας την απορρόφηση θερμότητας από τον περιβάλλοντα χώρο. Το ψυκτικό μέσο κατάστασης 1, μεταφέρεται στο συμπιεστή μέσω της γραμμής αναρρόφησης. Σε αυτή την γραμμή το ψυκτικό μέσο πρέπει να βρίσκεται πάντα υπό μορφή κεκορεσμένου ή υπέρθερμου ατμού. Ο συμπιεστής είναι η συσκευή που διαχωρίζει την πλευρά χαμηλής πίεσης του συστήματος από την υψηλή. Σκοπός του συμπιεστή είναι να αφαιρεί τον ατμό από τον ατμοποιητή ώστε το ψυκτικό μέσο να διατηρήσει χαμηλά το σημείο βρασμού του, καθώς επίσης να συμπιέζει το ψυκτικό ατμό χαμηλής θερμοκρασίας, δημιουργώντας υπέρθερμο ατμό υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης. Με την έξοδο του ψυκτικού ατμού (υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης) από τον συμπιεστή, κατάσταση 2, οδηγείται στο συμπυκνωτή μέσω της γραμμής κατάθλιψης, για την επαναχρησιμοποίηση του ήδη ατμοποιηθέντος ψυκτικού μέσου. Ο συμπυκνωτής είναι μία συσκευή συναλλαγής θερμότητας, παρόμοια με τον ατμοποιητή, με την διαφορά ότι απορρίπτεται θερμότητα προς το περιβάλλον. Σκοπός του είναι η αλλαγή φάσης του υπέρθερμου ψυκτικού μέσου, μετατρέποντας το από ατμό σε υγρό (κεκορεσμένο ή υπόψυκτο). Αυτό συμβαίνει λόγω της υψηλής πίεσης, η οποία αυξάνει το σημείο βρασμού του ψυκτικού μέσου και απομακρύνεται θερμότητα ώστε ο ψυκτικός ατμός να συμπυκνωθεί σε υγρό [8].

Η συμπύκνωση ως διεργασία, συνεπάγεται και απαιτεί την αποβολή της θερμότητας συμπυκνώσεως του ψυκτικού μέσου προς το περιβάλλον, που λειτουργεί ως θερμοαποδέκτης. Ως περιβάλλον συνήθως χρησιμοποιείται ο ατμοσφαιρικός αέρας. Η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, που απορρίπτεται η θερμότητα συμπυκνώσεως της ψυκτικής εγκατάστασης, είναι πάντοτε δεδομένη. Κατά συνέπεια, η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου κατά τη συμπύκνωση του πρέπει να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, προς το οποίο απορρίπτεται η θερμότητα συμπυκνώσεως [9].

Το συμπυκνωμένο ψυκτικό υγρό υψηλής πίεσης και κατάστασης 3, περνάει μέσα από μια εκτονωτική διάταξη, όπως βαλβίδα ή τριχοειδής σωλήνας, μειώνοντας την πίεση και τη θερμοκρασία του και μετατρέπεται σε ένα μείγμα (καταστάσεως 4) από υγρό και ατμό χαμηλής θερμοκρασίας. Η εκτόνωση αποτελεί το τελευταίο στάδιο του κύκλου, κατά το οποίο το ψυκτικό μέσο επιστρέφει στην είσοδο του ατμοποιητή. Υπάρχει ένα εξάρτημα για τον έλεγχο του ψυκτικού που λειτουργεί ως μετρητική διάταξη. Ελέγχει το ψυκτικό υγρό που εισέρχεται στον ατμοποιητή και εξασφαλίζει το βρασμό όλου του υγρού πριν την έξοδο του από τον ατμοποιητή. Εάν υγρό ψυκτικό μέσο εισέλθει στον συμπιεστή, υπάρχει μεγάλη πιθανότητα απώλειας του λαδιού του συμπιεστή, προκαλώντας ακόμα και καταστροφή του στροφαλοφόρου άξονα, των βαλβίδων και των εμβόλων [8].

Στα παρακάτω διαγράμματα δίνονται οι μεταβολές T-S και P-h του θεωρητικού ψυκτικού συστήματος με συμπίεση ατμών. Η μεταβολή 1→2 είναι αντιστρεπτή αδιαβατική συμπίεση. Ο χαμηλής πίεσης κορεσμένος ψυκτικός ατμός που προέρχεται από τον ατμοποιητή, εισέρχεται στο συμπιεστή και συμπιέζεται μειώνοντας τον ειδικό όγκο και αυξάνοντας την πίεση και τη θερμοκρασία του. Η μεταβολή 2→3 αντιστοιχεί σε ισόθλιπτη απόρριψη θερμότητας, όπου ο υψηλής πίεσης ψυκτικός ατμός εισέρχεται στον συμπυκνωτή και συμπυκνώνεται. Η μεταβολή 3→4 είναι ισενθαλπική εκτόνωση, όπου το υψηλής πίεσης κορεσμένο ψυκτικό υγρό περνά μέσα από βαλβίδα εκτόνωσης, μειώνοντας έτσι την πίεση και τη θερμοκρασία του. Τέλος, η μεταβολή 4→1 είναι ισόθλιπτη απορρόφηση θερμότητας, όπου το ψυκτικό υγρό εισέρχεται στον ατμοποιητή, βράζει και απορροφά θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο παρέχοντας έτσι το ψυκτικό αποτέλεσμα.



Εικόνα 2.2. Θερμοδυναμικές μεταβολές στα διαγράμματα T-S και P-h του ιδανικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών [8]

Η ψύξη που παράγεται με την ατμοποίηση, ανηγμένη στη μονάδα μάζας του ψυκτικού μέσου, καλείται ψυκτική ικανότητα q_ψ και ισούται με τη διαφορά των ενθαλπιών των σημείων 1 και 4. Η διαφορά αυτή παριστά και την ανά μονάδα ρεύματος μάζας ψυκτικού μέσου ανηγμένη ψυκτική ισχύ Q_ψ [9]:

$$q_\psi = \frac{Q_\psi}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (2.1)$$

Το ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου απαιτούμενο θεωρητικό μηχανικό έργο w_{th} , που απαιτείται για τη συμπίεση των ατμών του ψυκτικού μέσου, ισούται με τη διαφορά ενθαλπιών (h_2-h_1). Η διαφορά αυτή παριστά και την ανά μονάδα ρεύματος μάζας ψυκτικού μέσου ανηγμένη θεωρητική μηχανική ισχύ P_{th} , που απαιτείται για τη συγκεκριμένη συμπίεση, δηλαδή [9]:

$$w_{th} = \frac{P_{th}}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (2.2)$$

Για τη σύγκριση των διαφόρων ψυκτικών μηχανών, χρησιμοποιείται ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς COP_{th} που ισούται [9]:

$$COP_{th} = \frac{q_\psi}{w_{th}} = \frac{h_1-h_4}{h_2-h_1} \quad (2.3)$$

Συχνά χρησιμοποιείται και ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς COP , ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της ψυκτικής ικανότητας προς τον ανηγμένο πραγματικό μηχανικό έργο w_{ef} , που προσδίδεται στην άτρακτο του μηχανικού συμπιεστή, αντί του θεωρητικού w_{th} [9]:

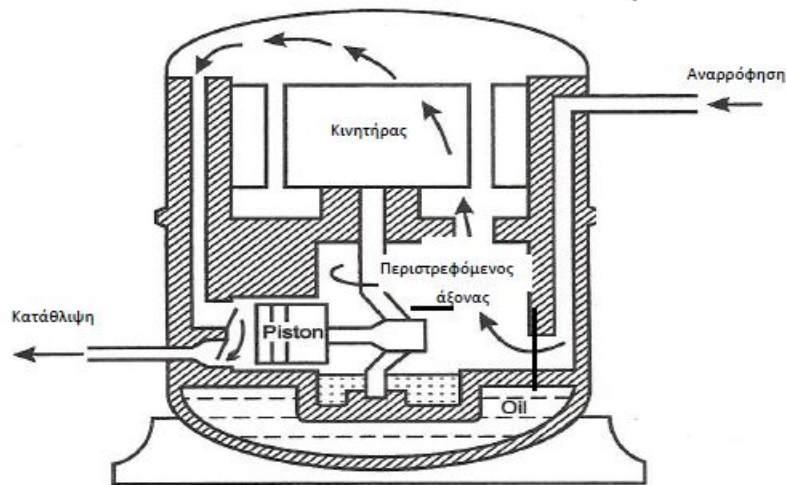
$$COP = \frac{q_\psi}{w_{ef}} \quad (2.4)$$

Στον συντελεστή αυτό, περιλαμβάνονται όλες οι απώλειες του συμπιεστή της ψυκτικής εγκατάστασης. Για τους ηλεκτροκίνητους ερμητικά κλειστούς συμπιεστές, για τον ορισμό του συντελεστή συμπεριφοράς, συνήθως χρησιμοποιείται η ηλεκτρική ισχύς P_{el} , η οποία προσδίδεται στους ακροδέκτες του ηλεκτροκινητήρα για την κίνηση του συμπιεστή. Ο συντελεστής αυτός που περιλαμβάνει και τις απώλειες του ηλεκτροκινητήρα καλείται ακροδεκτικός συντελεστής συμπεριφοράς COP_{el} και ορίζεται ως [9]:

$$COP_{el} = \frac{q_\psi}{P_{el}} \quad (2.5)$$

Στην βιομηχανία της ψύξης συνήθως χρησιμοποιείται ο παλινδρομικός συμπιεστής. Μέσα στον συμπιεστή, ένα πιστόνι κινείται πίσω και εμπρός, που σε συνδυασμό με διαδοχικά ανοίγματα και κλειστές βαλβίδες αυξάνει την πίεση ατμών του ψυκτικού μέσου. Το ψυκτικό μέσο εισάγεται στην πίεση αναρρόφησης και εξέρχεται στην πίεση κατάθλιψης. Στην εικόνα 2.2 απεικονίζεται ένας μικρός ερμητικά κλειστός παλινδρομικός συμπιεστής. Στους συμπιεστές κλειστού τύπου το μηχανικό μέρος του συμπιεστή καθώς και ο ηλεκτροκινητήρας του, περιβάλλονται από ένα κοινό, πλήρως ηλεκτροσυγκολλημένο μεταλλικό κέλυφος, έτσι ώστε να κλείνεται ερμητικά. Δεν είναι δυνατή η πρόσβαση για συντήρηση, χωρίς να κοπεί το κέλυφος για να ανοίξει. Ο άξονας του συμπιεστή αποτελεί συνέχεια του άξονα του ηλεκτροκινητήρα και είναι μόνιμα συνδεδεμένος με αυτόν ή είναι κοινός. Στους παλινδρομικούς συμπιεστές, τα έμβολα και οι

διωστήρες λειτουργούν συνήθως οριζόντια, σε γωνία δηλαδή 90° σε σχέση με το στροφαλοφόρο άξονα [8].



Εικόνα 2.3. Ερμητικά κλειστός παλινδρομικός συμπιεστής [8]

2.2. Ψύξη με χρήση ηλιακής ενέργειας

Για την παραγωγή ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών, καταναλώνεται μεγάλη ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας λόγω της ύπαρξης του συμπιεστή. Μεγάλο ποσοστό της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται παγκοσμίως, χρησιμοποιείται για κλιματισμό και ψύξη. Επιπλέον, τα συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμών που χρησιμοποιούνται συνήθως σε συστήματα ψύξης και κλιματισμού λειτουργούν με συνθετικά ψυκτικά μέσα, όπως οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), υδρο-χλωροφθοράνθρακες (HCFCs) και υδρο-φθοράνθρακες (HFCs). Όταν απελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα, προκαλούν ρύπανση του περιβάλλοντος και συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου [1]. Για τους λόγους αυτούς, τα τελευταία χρόνια εφαρμόζονται νέες τεχνολογίες για την παραγωγή ψύξης, με βασικό χαρακτηριστικό την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας.

Οι βασικές αρχές της ηλιακής ψύξης κατοχυρώθηκαν με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας στη Γαλλία από τον Ferdinand Carre (1859) και η πρώτη ψυκτική μηχανή με χρήση της ηλιακής ενέργειας, διατέθηκε στο εμπόριο από τον Edmond Carre το 1886 [3]. Παρόλα αυτά, οι σύγχρονες εμπορικές εφαρμογές του ηλιακού κλιματισμού και ψύξης είναι σχετικά πρόσφατες. Η σημαντική πρόοδος των επιμέρους συστημάτων και η βελτίωση των αποδόσεων, οδηγούν στην περαιτέρω εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας για παραγωγή ψύξης.

Τα συστήματα ηλιακής ψύξης που χρησιμοποιούνται, μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο κατηγορίες:

- Κλειστού κύκλου συστήματα: τα οποία είναι θερμοκίνητοι ψύκτες που παρέχουν ψυχρό νερό υπό εξάτμιση. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι ψύκτες απορρόφησης και οι ψύκτες προσρόφησης.

- Ανοικτού κύκλου συστήματα: που επιτρέπουν πλήρη κλιματισμό παρέχοντας ψυχρό και ξηρό αέρα, σύμφωνα με τις απαιτούμενες συνθήκες άνεσης. Η πιο συνηθισμένη εφαρμογή αυτής της κατηγορίας είναι τα ανοικτού κύκλου συστήματα που χρησιμοποιούν ένα περιστρεφόμενο τροχό αφύγρανσης με (συνήθως) στερεό πορώδες ροφητικό υλικό. Χωρίζονται σε συστήματα στερεού τύπου με στερεό ροφητή και σε υγρού τύπου με ψεκαζόμενο ροφητή.

2.2.1. Ψύξη με απορρόφηση

Οι ψύκτες απορρόφησης είναι οι πιο διαδεδομένοι ψύκτες παγκοσμίως για τα συστήματα ηλιακής ψύξης. Ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης, όπως και ο απλός ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμών, παράγει ψύξη μέσω της ατμοποίησης ενός ψυκτικού μέσου σε χαμηλή πίεση, ενώ απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον μέσω της συμπύκνωσης του ψυκτικού μέσου σε υψηλή πίεση. Οι βασικές διαφορές των δύο ψυκτικών κύκλων είναι [8]:

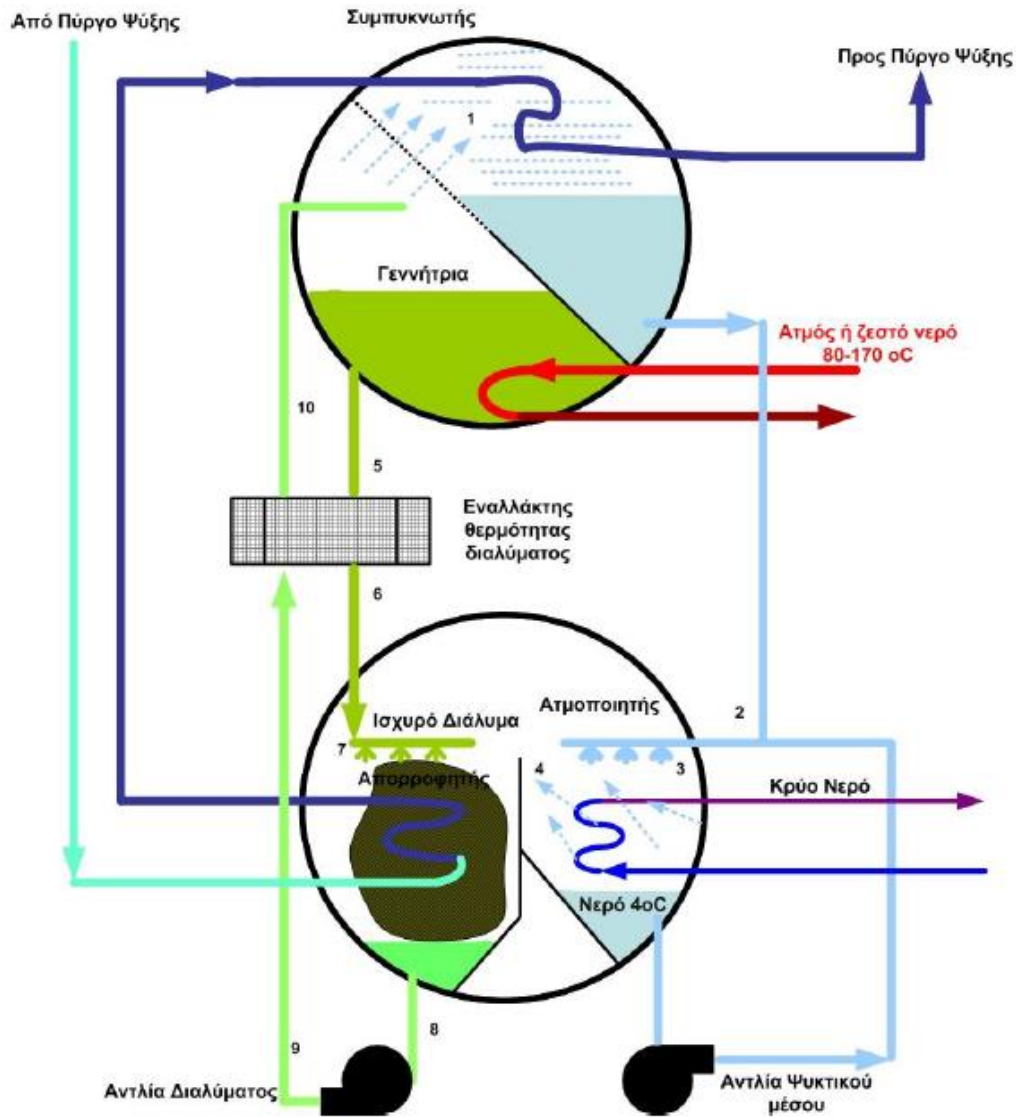
- Η ενεργειακή απαίτηση: στην απορρόφηση, η παραγωγή της ψύξης γίνεται με πρόσδοση θερμότητας στον αναγεννητή του ψύκτη, μέσω ηλιακής ενέργειας ή άλλης πηγής θερμότητας, για αυτό και ονομάζονται θερμοκίνητοι ψύκτες. Αντίθετα, στη συμπίεση ατμού απαιτείται μηχανικό έργο.
- Ο τρόπος δημιουργίας της διαφοράς πίεσης για την κυκλοφορία του ψυκτικού μέσου: στην απορρόφηση η θερμική συμπίεση του ψυκτικού μέσου επιτυγχάνεται με τη χρήση υγρού διαλύματος ψυκτικού μέσου/ροφητικού υλικού και τη πηγή θερμότητας, αντικαθιστώντας με αυτό τον τρόπο την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας ενός μηχανικού συμπιεστή.

Στον ψυκτικό κύκλο απορρόφησης, ο μηχανικός συμπιεστής αντικαθίσταται από τον απορροφητή και τον αναγεννητή, ενώ η απαιτούμενη ενέργεια για τη λειτουργία του κύκλου απορρόφησης δίνεται υπό τη μορφή θερμότητας στον αναγεννητή. Για την λειτουργία του ψύκτη χρησιμοποιείται διμερές εργαζόμενο μίγμα, το ψυκτικό μέσο και το μέσο απορρόφησης. Στον πίνακα που ακολουθεί δίνονται τα συνήθη εργαζόμενα μείγματα σε μηχανές απορρόφησης [8].

Ψυκτικό μέσο	Μέσο απορρόφησης
H ₂ O	Διάλυμα LiBr/H ₂ O
NH ₃	H ₂ O
NH ₃	LiBr
NH ₃	Γλυκερίνη
Πίνακας 2.1. Συνήθη εργαζόμενα μείγματα σε μηχανές απορρόφησης	

Για παραγωγή ψύξης σε θερμοκρασία άνω των 0 °C, όπως απαιτείται στον κλιματισμό τυπικά χρησιμοποιείται ένα υγρό διάλυμα LiBr/H₂O ως απορροφητικό μέσο και το νερό ως ψυκτικό μέσο. Για παραγωγή ψύξης σε θερμοκρασία κάτω των 0 °C, όπως σε εφαρμογές βιομηχανικής ψύξης, συνήθως χρησιμοποιείται ο κύκλος αμμωνίας – νερού, με ψυκτικό μέσο την αμμωνία και απορροφητικό μέσο το νερό. Ένα ψύκτης απορρόφησης αποτελείται από τον αναγεννητή (generator) και τον συμπυκνωτή (condenser), οι οποίοι βρίσκονται στο τμήμα της υψηλής πίεσης,

και τον απορροφητή (absorber) και τον ατμοποιητή (evaporator), οι οποίοι βρίσκονται στο τμήμα χαμηλής πίεσης της μηχανής. Επίσης, μεταξύ του αναγεννητή και του απορροφητή υπάρχει εναλλάκτης θερμότητας του διαλύματος για μεταφορά θερμότητας από το θερμό πυκνό διάλυμα προς το ψυχρότερο αραιό διάλυμα. Τα περισσότερα συστήματα χρησιμοποιούν εσωτερική αντλία για το διάλυμα, καταναλώνοντας όμως μικρή ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας. Στην εικόνα που ακολουθεί απεικονίζεται μια τυπική ψυκτική μονάδα απορρόφησης μίας βαθμίδας, που λειτουργεί με εργαζόμενο διμερές μείγμα διάλυμα LiBr/H₂O ως απορροφητικό μέσο και νερό ως ψυκτικό μέσο:



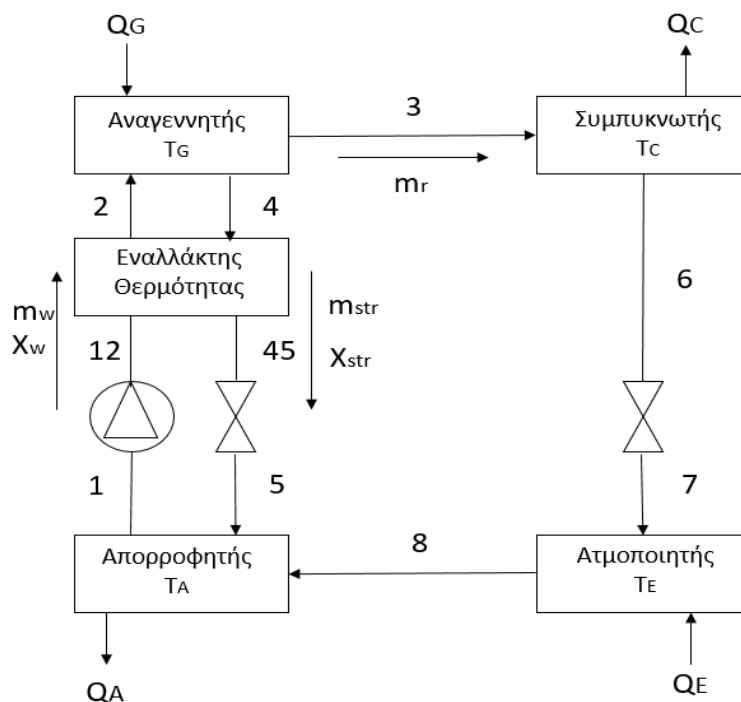
Εικόνα 2.4. Ψυκτής απορρόφησης μιας βαθμίδας με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O [8]

Η εικόνα 2.5 παρουσιάζει το διάγραμμα ροής ενός μονοβάθμιου ψυκτή απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O. Ο ατμός που έχει παραχθεί από τον αναγεννητή (σημείο 3), οδηγείται στον συμπυκνωτή, όπου συμπυκνώνεται σε υγρό αποβάλλοντας θερμότητα στο

εξωτερικό περιβάλλον. Το κορεσμένο υγρό υψηλής πίεσης (σημείο 6) διέρχεται μέσα από μία στραγγαλιστική βαλβίδα, όπου μειώνεται η πίεση και η θερμοκρασία του (σημείο 7) και ακολούθως εισάγεται στον ατμοποιητή. Το υγρό ψυκτικό μέσο ατμοποιείται, απορροφώντας θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο, παράγοντας έτσι ψυκτική ισχύ.

Ο υπέρθερμος ατμός που προκύπτει από την ατμοποίηση, οδηγείται στον απορροφητή, επειδή η πίεση ατμών του απορροφητικού μέσου στον απορροφητή είναι μικρότερη της πίεσης των ατμών του ψυκτικού μέσου στον ατμοποιητή [8]. Στον απορροφητή, ο υπέρθερμος ατμός απορροφάται από το ισχυρό διάλυμα $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ και παράγεται έτσι αραιό διάλυμα $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$. Αυτή η εξωθερμική αντίδραση έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της τιμής της θερμοκρασίας. Όμως, ο ρυθμός απορρόφησης αυξάνει με τη μείωση της θερμοκρασίας στον απορροφητή. Επομένως, είναι αναγκαία η μείωση της θερμοκρασίας του απορροφητή ώστε να αυξηθεί το ποσοστό του νερού που θα διαλυθεί στο LiBr . Κατά την απορρόφηση εκλύεται θερμότητα στο περιβάλλον[8].

Το αραιό ψυχρό διάλυμα μεταφέρεται μέσω μιας μηχανικής αντλίας από την χαμηλή πίεση στην υψηλή. Ακολούθως, οδηγείται στον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος, προθερμαίνεται από το ισχυρό διάλυμα και εισέρχεται στον αναγεννητή. Στον αναγεννητή προσδίδεται θερμότητα από εξωτερική πηγή θερμότητας (ηλιακούς συλλέκτες), προκαλώντας εξάτμιση ενός μέρους του αραιού διαλύματος. Έτσι, δημιουργείται ατμός (σημείο 3) που οδηγείται στον συμπυκνωτή, καθώς επίσης και ισχυρό διάλυμα (διάλυμα ισχυρής περιεκτικότητας σε LiBr). Το ισχυρό αυτό διάλυμα (σημείο 4) ψύχεται στον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος από το αραιό ψυχρό διάλυμα. Ακολούθως, εκτονώνεται μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας, οπότε μειώνεται η πίεση και η θερμοκρασία του και επιστρέφει στον απορροφητή.



Εικόνα 2.5. Διάγραμμα ροής μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$

Οι μονοβάθμιοι ψύκτες απορρόφησης απαιτούν θερμοκρασία αναγεννητή πάνω από 80 °C και επιτυγχάνουν συντελεστή απόδοσης COP που κυμαίνεται από 0.6 – 0.8. Οι διβάθμιοι ψύκτες απορρόφησης απαιτούν θερμοκρασία μεγαλύτερη των 140 °C, αλλά ο COP που μπορεί να επιτευχθεί κυμαίνεται από 1.0 – 1.2. Οι δύο αυτές τεχνολογίες είναι δοκιμασμένες και εμπορικά διαθέσιμες. Τα τελευταία χρόνια η έρευνα επικεντρώνεται σε ψύκτες περισσότερων βαθμίδων, με σκοπό την βελτίωση της απόδοσης. Οι εμπορικά διαθέσιμοι ψύκτες απορρόφησης κυμαίνονται από μέσης ισχύος (40-100 kW) μέχρι μεγάλης ισχύος (>300 kW) [3].

Ένα φαινόμενο που παρατηρείται στους ψύκτες απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O, είναι η **κρυσταλλοποίηση**, το οποίο πρέπει να λαμβάνεται σοβαρά υπόψη κατά το σχεδιασμό και τη λειτουργία του ψύκτη. Το βρωμιούχο λίθιο LiBr είναι ένα άλας και σε στερεά κατάσταση έχει μια κρυσταλλική δομή. Όταν το LiBr διαλύεται σε νερό, για κάθε περιεκτικότητα άλατος, υπάρχει μια ελάχιστη θερμοκρασία διαλύματος. Κάτω από αυτήν την ελάχιστη θερμοκρασία, το αλάτι αρχίζει να εγκαταλείπει το διάλυμα και κρυσταλλώνεται. Σε μια μηχανή απορρόφησης, εάν η συγκέντρωση του διαλύματος είναι πολύ υψηλή ή η θερμοκρασία του διαλύματος φτάσει σε χαμηλά επίπεδα, μπορεί να συμβεί κρυστάλλωση. Μεγαλύτερες πιθανότητες είναι να παρουσιαστεί στον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος, διακόπτοντας την λειτουργία του μηχανήματος [10].

Η πιο συχνή αιτία της κρυστάλλωσης είναι η διαρροή αέρα μέσα στο μηχανήμα, η οποία οδηγεί σε αυξημένη πίεση στον ατμοποιητή. Επίσης, σε συνθήκες υψηλού φορτίου, το σύστημα ελέγχου αυξάνει την εισαγωγή θερμότητας στον αναγεννητή, με αποτέλεσμα αυξημένες συγκεντρώσεις διαλύματος, σε σημείο όπου μπορεί να συμβεί η κρυστάλλωση [10].

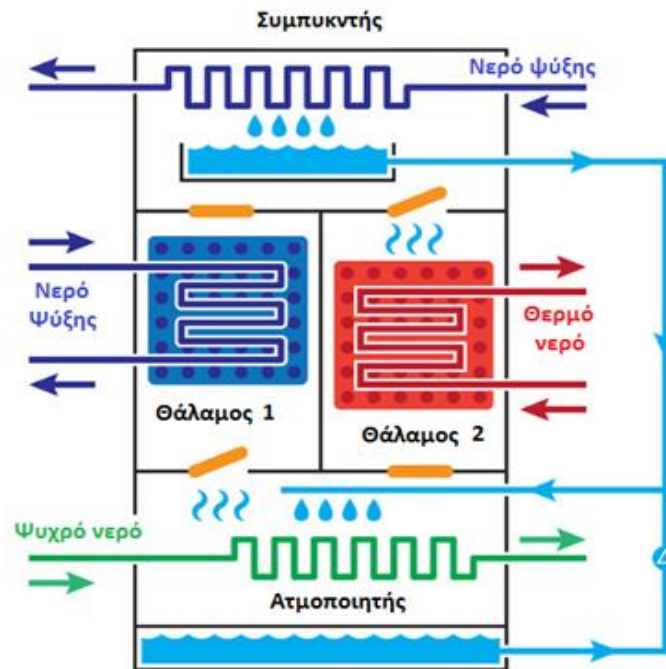
Ένας άλλος λόγος είναι ηλεκτρική διακοπή ρεύματος. Κατά την κανονική λειτουργία, το μηχανήμα υποβάλλεται σε κύκλο αραίωσης, το οποίο μειώνει τη συγκέντρωση του διαλύματος σε όλη τη μηχανή. Σε μια τέτοια περίπτωση, η μηχανή μπορεί να ψυχθεί σε θερμοκρασία περιβάλλοντος χωρίς να παρουσιαστεί κρυστάλλωση στο διάλυμα. Η κρυστάλλωση είναι πιο πιθανό να συμβεί όταν η μηχανή έχει σταματήσει ενώ λειτουργεί με πλήρες φορτίο, με το ισχυρό διάλυμα να βρίσκεται στον εναλλάκτη θερμότητας [10].

2.2.2. Ψύξη με προσρόφηση

Στην περίπτωση των ψυκτών προσρόφησης, αντί υγρού διαλύματος, χρησιμοποιούνται στερεά πορώδη ροφητικά υλικά. Τα διαθέσιμα στην αγορά συστήματα ψύξης με προσρόφηση, χρησιμοποιούν συνήθως, νερό ως ψυκτικό μέσο και silica gel ως ροφητικό υλικό [11]. Οι ψύκτες αυτοί αποτελούνται από δύο θαλάμους (1 και 2) που περιέχουν το ροφητικό υλικό, το συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.6.

Οι δύο θάλαμοι εναλλάσσουν την λειτουργία τους μεταξύ προσρόφησης και εκρόφησης, ανάλογα με τη φάση που βρίσκεται το σύστημα. Το σύστημα λειτουργεί σε δύο φάσεις. Στην πρώτη φάση, ο ροφητής στο θάλαμο 1 αναγεννάται με ζεστό νερό που προέρχεται από την εξωτερική πηγή θερμότητας (από ηλιακούς συλλέκτες). Με τον όρο αναγέννηση ή εκρόφηση του υλικού, εννοείται ότι η υγρασία που περιέχει το υλικό αποβάλλεται. Ο υδρατμός οδηγείται από τον ροφητή στο συμπυκνωτή, όπου συμπυκνώνεται σε υγρή κατάσταση αποβάλλοντας θερμότητα προς το εξωτερικό περιβάλλον. Το συμπυκνωμένο νερό, ανακυκλώνεται σε κλειστό

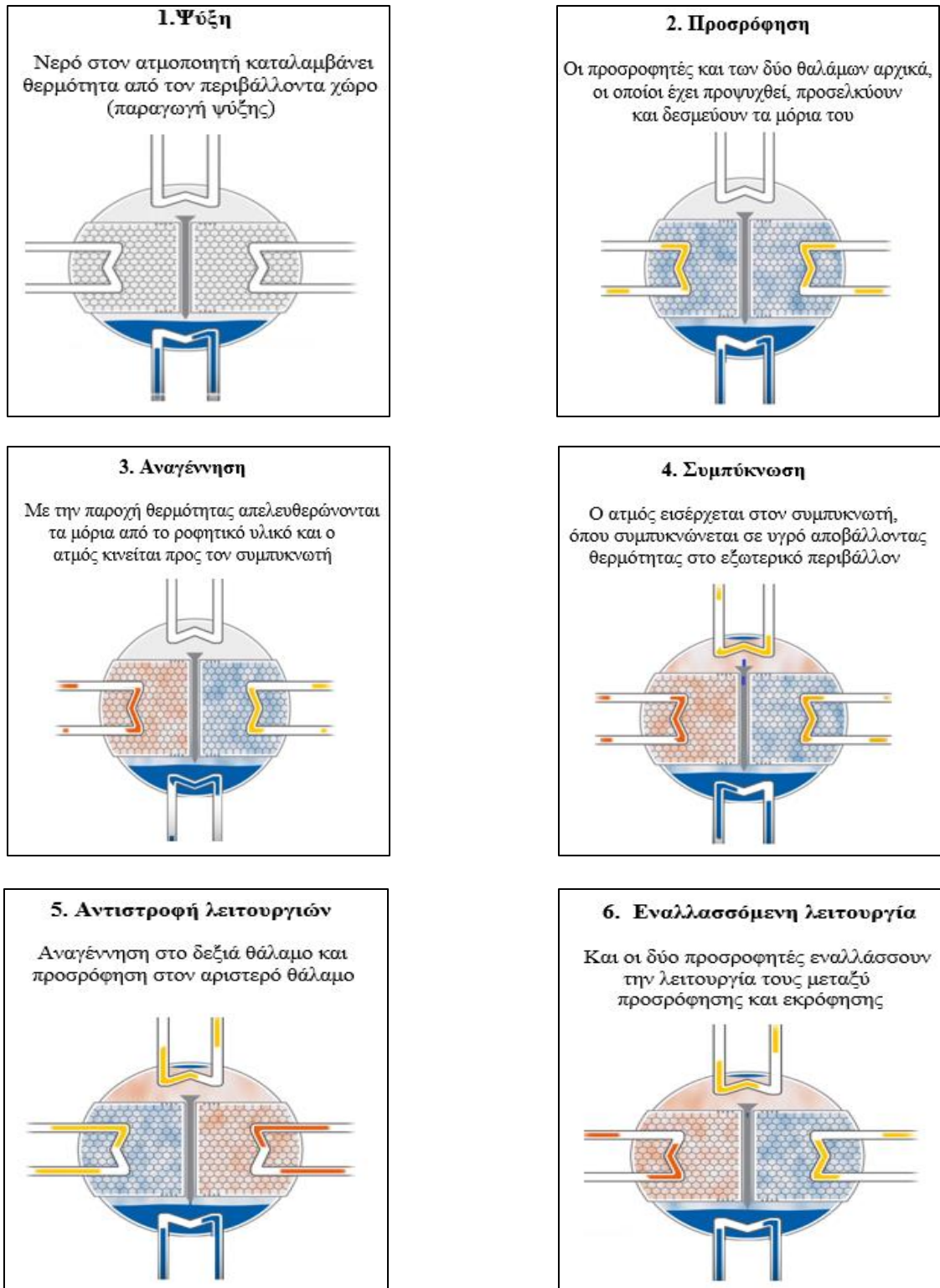
βρόγχο στο κάτω μέρος του συστήματος, όπου είναι διαθέσιμο για επαναχρησιμοποίηση. Ταυτόχρονα, ο ροφητής στο θάλαμο 2, προσροφά τους υδρατμούς που εισέρχονται από τον ατμοποιητή μέσω των ανοιχτών θυρών στο πυθμένα του θαλάμου. Αυτός ο θάλαμος πρέπει να ψύχεται με σκοπό την απομάκρυνση της θερμότητας που παράγεται κατά τη διαδικασία της προσρόφησης, προκειμένου να επιτραπεί η συνεχής προσρόφηση. Λόγω των συνθηκών χαμηλής πίεσης στον ατμοποιητή, το υγρό ψυκτικό μέσο περνά στην αέρια φάση, απορροφώντας θερμότητα από το ψυχρό νερό, το οποίο είναι το χρήσιμο προϊόν του κύκλου προσρόφησης (παραγωγή χρήσιμης ψυκτικής ισχύος). Εάν η ψυκτική ισχύς μειωθεί σε μια ορισμένη τιμή λόγω του κορεσμού του ροφητικού υλικού στο θάλαμο προσρόφησης, οι θάλαμοι αντιστρέφουν τη λειτουργία τους. Κατά την εναλλαγή αυτή πολλές βαλβίδες χρησιμοποιούνται για την εξισορρόπηση της πίεσης μεταξύ των θαλάμων [12]. Στη δεύτερη φάση, ο θάλαμος 1 αρχίζει να προσροφά υδρατμούς που εισέρχονται στο θάλαμο από τον ατμοποιητή, ενώ ο θάλαμος 2 απελευθερώνει ή εκροφά τους υδρατμούς στο συμπυκνωτή. Το υπόλοιπο του κύκλου είναι ανάλογο με την διαδικασία που περιγράφηκε στη πρώτη φάση.



Εικόνα 2.6. Σχηματικό διάγραμμα ενός ψύκτη προσρόφησης (φάση 2) [12]

Υπό τυπικές συνθήκες λειτουργίας με θερμοκρασία αναγέννησης περίπου 80 °C, τα συστήματα επιτυγχάνουν συντελεστή απόδοσης COP περίπου 0.6, αλλά είναι δυνατόν να λειτουργήσουν ακόμη και σε θερμοκρασίες αναγέννησης της τάξης των 60 °C. Η ψυκτική τους ικανότητα κυμαίνεται από 50 – 500 kW [11]. Η απλότητα κατασκευής των ψυκτών προσρόφησης και η αναμενόμενη μηχανική αντοχή τους είναι σημαντικά πλεονεκτήματα. Δεν υφίσταται κανένας κίνδυνος κρυστάλλωσης. Επίσης, δεν υπάρχει εσωτερική αντλία διαλύματος, επομένως, η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται είναι ελάχιστη. Μειονεκτήματα αυτών των συστημάτων προσρόφησης αποτελούν το υψηλό κόστος, ο μεγάλος όγκος και το βάρος τους.

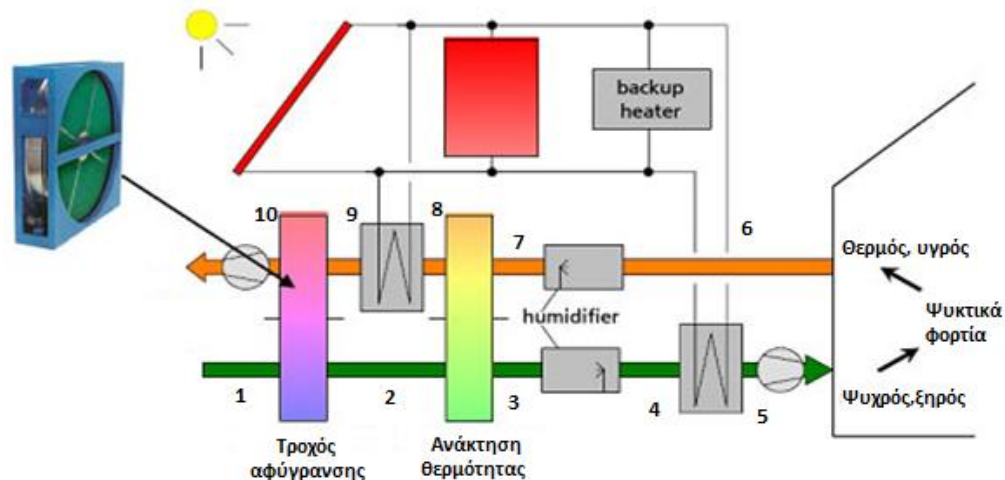
Στο παρακάτω διαγράμματα απεικονίζονται η σειρά με την οποία πραγματοποιούνται όλες οι διεργασίες του κύκλου προσρόφησης.



Εικόνα 2.7. Διεργασίες κατά την λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης

2.2.3. Ψύξη με συστήματα ανοικτού εξατμιστικού κύκλου

Τα ψυκτικά συστήματα ανοικτού κύκλου με προσροφητικό μέσο, σε αντίθεση με τα συμβατικά συστήματα ψύξης με συμπίεσης ατμών, δεν απαιτούν ηλεκτρική ενέργεια για τη λειτουργία τους, αλλά θερμότητα. Με το σύστημα αυτό παράγεται απευθείας ο κλιματιζόμενος αέρας, βασιζόμενος στην αρχή της εξατμιστικής ψύξης και της αφύγρανσης του αέρα μέσω ενός τροχού αφύγρανσης, εμποτισμένου με το προσροφητικό υλικό. Ένα σημαντικό πλεονέκτημα των συστημάτων αυτών είναι η δυνατότητα συγκράτησης σημαντικού ποσοστού υγρασίας από τον αέρα. Οι ψύκτες ανοικτού κύκλου στερεού προσροφητικού μέσου έχουν μεγαλύτερη ικανότητα αφύγρανσης σε σχέση με τους αντίστοιχους με υγρό προσροφητικό μέσο [13]. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται σε χώρους που είναι απαραίτητη η ρύθμιση της υγρασίας, όπως νοσοκομεία, σχολεία, βιβλιοθήκες, γραφεία. Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζεται ένα ψυκτικό σύστημα ανοικτού εξατμιστικού κύκλου.



Εικόνα 2.8. Ψυκτικό σύστημα ανοικτού εξατμιστικού κύκλου

Τα κύρια εξαρτήματα του συστήματος είναι [13]:

- Τροχός αφύγρανσης:** Είναι εμποτισμένος με το απορροφητικό υλικό, το οποίο έχει την δυνατότητα να προσελκύει και να δεσμεύει την υγρασία. Η αφύγρανση μπορεί να γίνει με τη χρησιμοποίηση είτε στερεού είτε υγρού αφυγραντικού υλικού. Ο μηχανισμός στον οποίο βασίζεται η διαδικασία της δέσμευσης της υγρασίας, είναι η διαφορά πίεσης των υδρατμών στο ρεύμα αέρα και της επιφάνειας του αφυγραντικού υλικού. Όταν η πίεση των υδρατμών στην επιφάνεια του αφυγραντικού υλικού είναι μικρότερη από εκείνη του αέρα κατακρατείται η υγρασία, αλλιώς απορρίπτεται. Όσο μεγαλώνει η περιεκτικότητα του αφυγραντικού υλικού σε υγρασία, τόσο αυξάνεται και η πίεση των υδρατμών στην επιφάνειά του [13]. Επειδή, σε κάποια στιγμή, δεν θα είναι δυνατή η κατακράτηση υγρασίας από το αφυγραντικό υλικό, στο πάνω μέρος του τροχού διαπερνά ένα θερμό ρεύμα αέρα για να επιτυγχάνεται συνεχής αφύγρανση. Το αφυγραντικό στερεό υλικό είναι συνήθως το silica gel, το οποίο αποτελείται από άμορφες στερεές δομές που σχηματίζονται από την υγροποίηση ευδιάλυτων σιλικονούχων από διαλύματα νερού και άλλων διαλυτών.

- Τροχός εναλλαγής αισθητής θερμότητας: Ο τροχός αυτός ονομάζεται και τροχός ανάκτησης θερμότητας, και χρησιμοποιείται για την πρόψυξη του θερμού αέρα, ο οποίος εξέρχεται από τον τροχό αφύγρανσης. Η πρόψυξη του θερμού αέρα, επιτυγχάνεται με την εναλλαγή θερμότητας με τον αέρα που προέρχεται από τον κλιματιζόμενο χώρο.
- Υγραντήρες: Υπάρχουν οι άμεσοι και οι έμμεσοι υγραντήρες. Στους άμεσους, το ρεύμα αέρα διέρχεται από ένα πορώδες βρεγμένο υλικό. Στους έμμεσους, υπάρχει ένας εναλλάκτης μεταφοράς θερμότητας που συνδέει το ρεύμα προσαγωγής με το ψυχρότερο δευτερεύον ρεύμα. Στόχος των υγραντήρων είναι η ψύξη του ρεύματος προσαγωγής, χωρίς την αύξηση της υγρασίας. Η εξατμιστική ψύξη ενός ρεύματος αέρα προκύπτει από την επαφή του με τις σταγόνες νερού. Κατά την εξάτμιση του νερού (όταν έρθει σε επαφή με τον αέρα), μπορεί να τον ψύξει μέχρι τη θερμοκρασία του υγρού βολβού του. Το υπόλοιπο νερό που δεν εξατμίζεται, συλλέγεται σε κατάλληλη διάταξη και επανακυκλοφορείτε. Έτσι, η ψύξη που δεν μεταφέρθηκε στο ρεύμα αέρα δε χάνεται αλλά ανακυκλώνεται [13].
- Ειδικά φίλτρα: Τα φίλτρα αυτά βρίσκονται στην είσοδο του αέρα περιβάλλοντος στο ρεύμα προσαγωγής, καθώς και στην έξοδο του αέρα από τον κλιματιζόμενο χώρο. Σκοπός της ύπαρξης τους είναι η περισυλλογή διαφόρων αιωρούμενων σωματιδίων, όπως η σκόνη, που προκαλούν φθορά στα συστήματα της εγκατάστασης.
- Ηλεκτροκίνητοι ανεμιστήρες: Οι ανεμιστήρες του ρεύματος προσαγωγής και επιστροφής, είναι υπεύθυνοι για την διακίνηση της επιθυμητής παροχής αέρα. Ουσιαστικά, αποτελούν τις κύριες πηγές κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας της εγκατάστασης.
- Αναγεννητής: Είναι ένας τυπικός επίπεδος εναλλάκτης θερμότητας νερού/αέρα. Το νερό προέρχεται από το δευτερεύον υδραυλικό κύκλωμα της εγκατάστασης, δηλαδή θερμαίνεται από τους ηλιακούς συλλέκτες. Σκοπός του είναι να θερμάνει τον αέρα εξόδου από τον κλιματιζόμενο χώρο, για να επιτευχθεί η αναγέννηση του ροφητικού υλικού του τροχού αφύγρανσης.

Ο όρος ανοικτού κύκλου, προκύπτει από το γεγονός ότι το μέσο που υφίσταται τη μεταβολή, δηλαδή ο αέρας, απορρίπτεται από το σύστημα αφού παραλάβει τα θερμικά φορτία από τον κλιματιζόμενο χώρο και αντικαθίσταται από καινούργιο. Αρχικά, θερμός και υγρός αέρας (1) διέρχεται μέσα από ειδικά φίλτρα και προσπίπτει στον αφυγραντικό τροχό και αφυγραίνεται, με την προσρόφηση της υγρασίας (2). Δεδομένου ότι, ο αέρας θερμαίνεται από την θερμότητα προσρόφησης, οδηγείται στον τροχό ανάκτησης θερμότητας, με αποτέλεσμα την σημαντική πρόψυξη του αέρα (3). Η επόμενη συσκευή είναι ένας εξατμιστικός ψύκτης (υγραντήρας), στον οποίο ρυθμίζεται η επιθυμητή θερμοκρασία και υγρασία του αέρα (4) που θα εισαχθεί στον κλιματιζόμενο χώρο.

Στο ρεύμα επιστροφής, ο αέρας (6) παραλαμβάνεται από τον κλιματιζόμενο χώρο, φιλτράρεται εκ νέου και υγραίνεται (7) κοντά στο σημείο κορεσμού του για να εκμεταλλευτεί την μέγιστη δυνατότητα ψύξης, προκειμένου να επιτευχθεί μια αποδοτική ανάκτηση θερμότητας (8) στον αντίστοιχο τροχό. Το ροφητικό υλικό του τροχού αφύγρανσης πρέπει να αναγεννηθεί με τη

χρήση θερμότητας σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες, 50-70 °C, για τη συνεχή λειτουργία της αφύγρανσης. Η εισερχόμενη στον αναγεννητή θερμότητα, προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες. Επομένως, μέσω του αναγεννητή που είναι ένας εναλλάκτης νερού/αέρα, θερμαίνεται ο αέρας (9) και διαπερνά από τον αφυγραντικό τροχό προκαλώντας την επιθυμητή αναγέννηση του ροφητικού υλικού. Τέλος, ο αέρας (10) απορρίπτεται στο περιβάλλον.

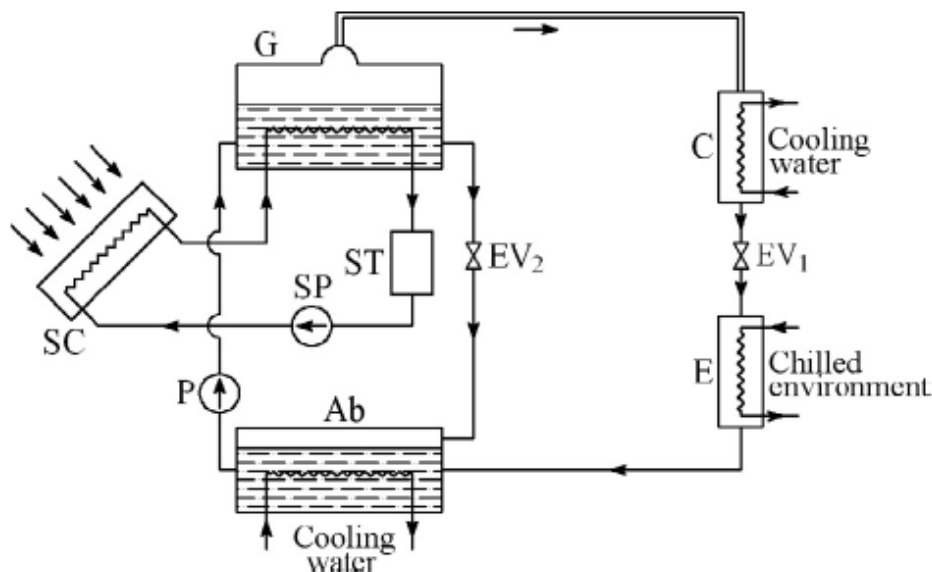
2.3. Διάφοροι σχεδιασμοί κύκλων ψύξης με απορρόφηση

Οι κύριες διατάξεις των ψυκτών απορρόφησης είναι οι εξής:

- Μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης
- Ψύκτης απορρόφησης μισού σταδίου
- Ψύκτης απορρόφησης με εγχυτήρα (ejector)
- Διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης

2.3.1. Μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης

Τα περισσότερα συστήματα ψύξης με απορρόφηση χρησιμοποιούν ένα μονοβάθμιο κύκλο απορρόφησης που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$. Για την κίνηση των συστημάτων αυτών είναι αναγκαία η ύπαρξη πηγής θερμότητας, που συνήθως είναι ηλιακοί επίπεδοι συλλέκτες ή συλλέκτες κενού. Το σύστημα ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας βασίζεται επί του βασικού κύκλου απορρόφησης, που περιέχει έναν μόνο απορροφητή και έναν αναγεννητή.



Εικόνα 2.9. Ψύξη με απορρόφηση μονής βαθμίδας [1]

Στον αναγεννητή, το ψυκτικό διαχωρίζεται από το απορροφητικό λόγω της θερμότητας που παρέχεται από την εξωτερική πηγή θερμότητας. Το ψυκτικό – ατμός συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή και ακολούθως εισέρχεται στην εκτονωτική βαλβίδα, στην οποία παρατηρείται πτώση πίεσης. Με την είσοδο του στον ατμοποιητή, εξατμίζεται σε χαμηλή πίεση και

θερμοκρασία. Το ψυχρό ψυκτικό απορροφάται στον απορροφητή από το ισχυρό διάλυμα (υψηλής περιεκτικότητας σε LiBr) που επιστρέφει από τον αναγεννητή διαμέσου μιας εκτονωτικής βαλβίδας. Το ασθενές διάλυμα που δημιουργείται μέσα στον απορροφητή (χαμηλής περιεκτικότητας σε LiBr) αντλείται μέσω μιας αντλίας και οδηγείται στον αναγεννητή. Για την βελτίωση του κύκλου μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένας εναλλάκτης θερμότητας του διαλύματος μεταξύ του αναγεννητή και του απορροφητή. Επειδή η απορρόφηση είναι εξώθερμη μεταβολή, ο απορροφητής ψύχεται με νερό ψύξης [1].

Το σύστημα ψύξης με απορρόφησης μονής βαθμίδας είναι ο απλούστερος τύπος των συστημάτων αυτών. Ο σχεδιασμός ενός τέτοιου συστήματος, εξαρτάται από το εργαζόμενο ρευστό. Το σύστημα εμφανίζει καλύτερη απόδοση με ένα μη πτητικό εργαζόμενο ζεύγος, όπως το LiBr – H₂O. Αν το σύστημα λειτουργεί με πτητικό (εξατμίζεται εύκολα) εργαζόμενο ζεύγος, όπως NH₃ – H₂O, τότε πρέπει να χρησιμοποιείται ένας ανορθωτής πριν από τον συμπυκνωτή, για να παρέχεται καθαρό ψυκτικό μέσο [1].

Σε πειραματικές μελέτες που έγιναν, ο Nakahara ανέπτυξε ένα ψύκτη απορρόφησης μονής βαθμίδας LiBr – H₂O με ονομαστική ψυκτική ισχύ 7 KW [1]. Το ζεστό νερό προερχόταν από επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες συνολικής επιφάνειας 32.2 m². Στο σύστημα του, η θερμική ενέργεια που παραγόταν από τους ηλιακούς συλλέκτες αποθηκευόταν σε ένα δοχείο αποθήκευσης ζεστού νερού, συνολικού όγκου 2.5 m³. Τα πειραματικά του αποτελέσματα κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου έδειξαν ότι η ψυκτική ισχύς ήταν 6.5 KW. Ο συντελεστής απόδοσης του ψύκτη κυμαινόταν στο εύρος 0.4 – 0.8 σε θερμοκρασία αναγεννητή 70 – 100 °C.

Ο Darwa πραγματοποίησε μια πειραματική ανάλυση ενός συστήματος απορρόφησης LiBr – H₂O, στο οποίο η πηγή θερμότητας ήταν ένας συνδυασμός επίπεδων ηλιακών συλλεκτών και ηλιακών συλλεκτών κενού. Επίσης, υπήρχαν 4 δοχεία αποθήκευσης του ζεστού νερού. Τα πειραματικά του αποτελέσματα έδειξαν ότι, ο συντελεστής απόδοσης του ψύκτη COP μπορεί να γίνει ίσος με 0.69 όταν το θερμό νερό από τους ηλιακούς συλλέκτες φτάσει τους 96.3 °C [1].

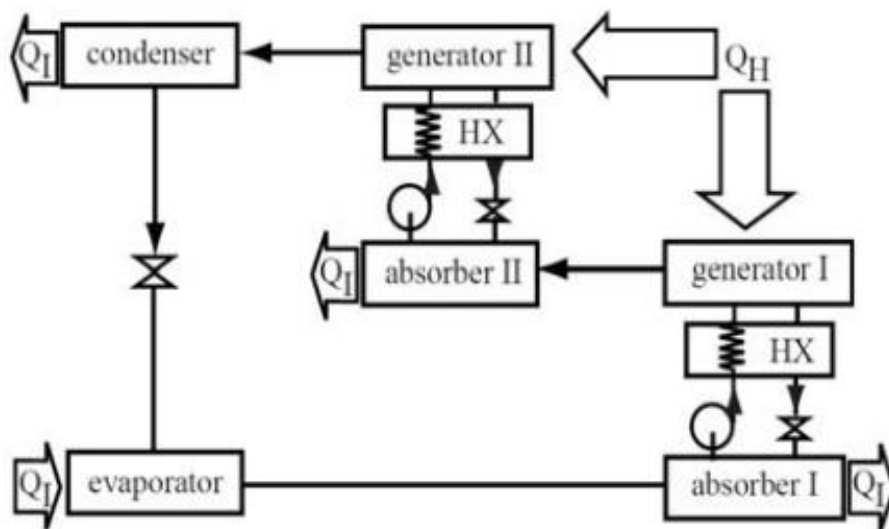
2.3.2. Ψύκτης απορρόφησης μισού σταδίου

Το σύστημα απορρόφησης μισού σταδίου χρησιμοποιείται σε εφαρμογές, όπου η θερμοκρασία που επιτυγχάνεται από την πηγή θερμότητας, είναι σχετικά χαμηλή. Η ονομασία του κύκλου προκύπτει από την τιμή του COP, ο οποίος είναι σχεδόν ο μισός από τον αντίστοιχο ενός μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης [1]. Ένας κύκλος μισής βαθμίδας είναι ένας συνδυασμός δύο μονοβάθμιων κύκλων, με την διαφορά ότι λειτουργούν σε διαφορετικά επίπεδα πίεσης [14]. Θερμότητα από τις εξωτερικές πηγές, μεταφέρεται προς τους δύο αναγεννητές. Οι δύο απορροφητές απορρίπτουν θερμότητα προς το περιβάλλον. Ο απορροφητής 2 και ο αναγεννητής 1 λειτουργούν σε μια ενδιάμεση πίεση. Ο συντελεστής απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης μισού σταδίου είναι σχετικά χαμηλός και ίσος με 0.5, λόγω του ότι απορρίπτει μεγαλύτερα ποσά θερμότητας από ένα απλό μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης. Παρόλα αυτά, έχει το πλεονέκτημα ότι μπορεί να λειτουργήσει με πηγή θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας [14].

Ο Sumathy πρότεινε ένα σύστημα ψύκτη απορρόφησης μισού σταδίου με δύο επίπεδα, που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O, για σκοπούς ψύξης στην νότια Κίνα. Πέτυχαν ένα ψυκτικό φορτίο 100 KW μέσω της ενσωμάτωσης ενός ηλιακού συστήματος ψύξης με αυτούς

τους ψύκτες. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι, το προτεινόμενο σύστημα θα μπορούσε να επιτύχει τον ίδιο COP, όπως θα μπορούσε ένα συμβατικό σύστημα ψύξης αλλά με 50 % χαμηλότερο κόστος [1].

Ο Izquierdo σχεδίασε μια ηλιακή μονάδα απορρόφησης μισού σταδίου και δύο επίπεδα, με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι, όταν η θερμοκρασία συμπύκνωσης έφτασε τους 50 °C, απαιτήθηκε στο σύστημα απορρόφησης μια θερμοκρασία αναγεννητή περίπου ίση με 80 °C. Ο συντελεστής COP ήταν 0.38 αλλά δεν υπήρχαν προβλήματα κρυστάλλωσης. Μετά από μια εξεργειακή ανάλυση του εν λόγω συστήματος, κατέληξε στο συμπέρασμα ότι το σύστημα μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης είχε 22 % υψηλότερο εξεργειακό βαθμό απόδοσης από τον αντίστοιχο του συστήματος με ψύκτη απορρόφησης μισού σταδίου [1].

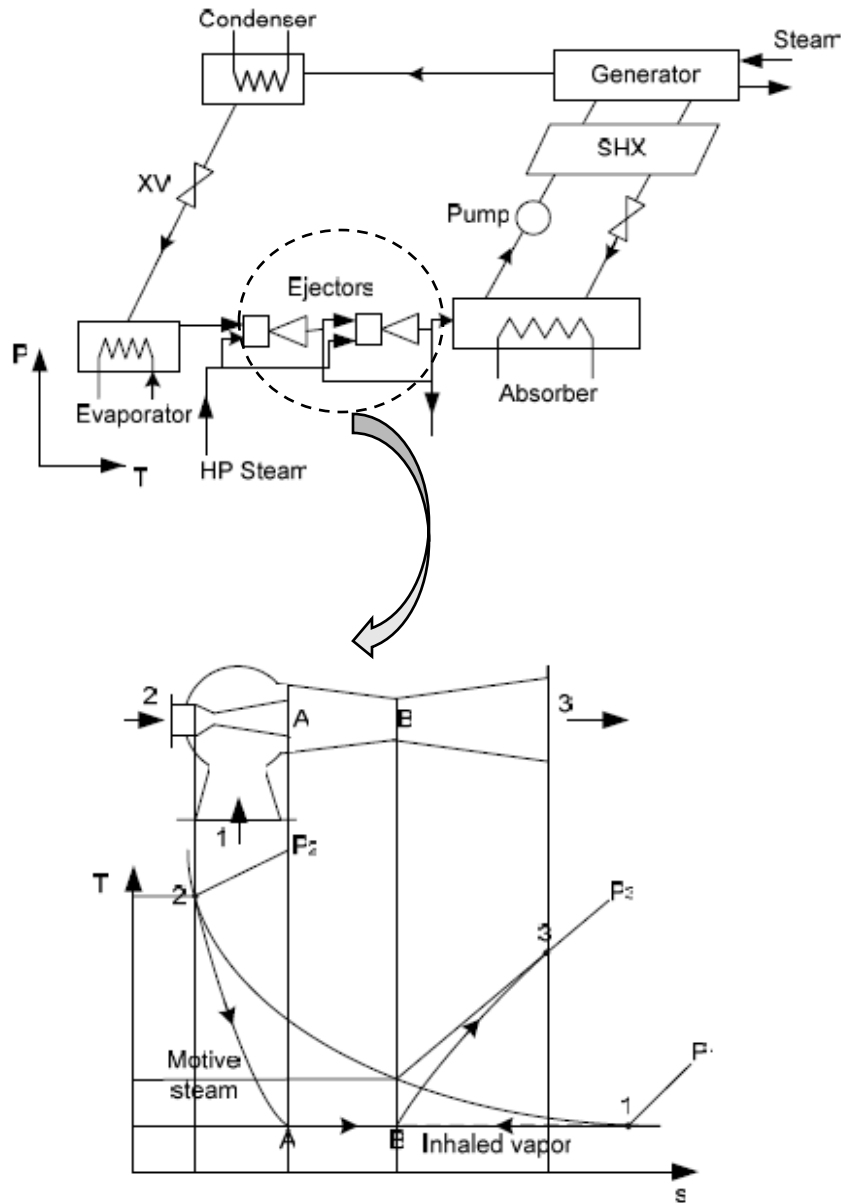


Εικόνα 2.10. Ψύκτης απορρόφησης μισού σταδίου [14]

2.3.3. Ψύκτης απορρόφησης με εγχυτήρα (ejector)

Το σύστημα αυτό προτάθηκε από τον Olivera Jr [15]. Χαρακτηρίζεται από την παραγωγή ψυχρού νερού σε καθορισμένες συνθήκες και από την ύπαρξη εγχυτήρων μεταξύ του ατμοποιητή και του απορροφητή. Η λειτουργία του είναι παρόμοια με αυτή του μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης με μια παραλλαγή, τη χρήση των εγχυτήρων μεταξύ του ατμοποιητή και του απορροφητή. Ο αριθμός των εγχυτήρων εξαρτάται από την ανύψωση της πίεσης του ατμού που απελευθερώθηκε στον ατμοποιητή. Κάθε εγχυτήρας λειτουργεί με λόγο πίεσης περίπου 2. Ο ατμός από τον ατμοποιητή οδηγείται στον απορροφητή, με αυξημένη πίεση. Έτσι, ο απορροφητής λειτουργεί σε μεγαλύτερο επίπεδο πίεσης από τον ατμοποιητή. Το βασικό πλεονέκτημα είναι ότι, όταν χρειαστεί το σύστημα να λειτουργεί με χαμηλή θερμοκρασία ατμοποιητή ή με υψηλή θερμοκρασία απορροφητή (στην περίπτωση αερόψυκτης μονάδας), μπορεί να αποτρέπεται η κρυσταλλοποίηση με την ρύθμιση της πίεσης του απορροφητή.

Η λειτουργία του εγχυτήρα παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου που βρίσκεται σε χαμηλή πίεση, εισέρχεται στον εγχυτήρα στο σημείο 1 και απορροφάται από τον ατμό υψηλής πίεσης στο σημείο Β. Στην έξοδο του εγχυτήρα σημείο 3, η πίεση του ανυψώνεται (λόγος πίεσης περίπου 2). Αυτός ο ατμός που εξέρχεται από τον πρώτο εγχυτήρα, εισέρχεται σε ένα δεύτερο για να ανυψωθεί εκ νέου η πίεση του στο επίπεδο του απορροφητή. Ο ατμός στη συνέχεια, απορροφάται από το διάλυμα που προέρχεται από τον αναγεννητή [15].

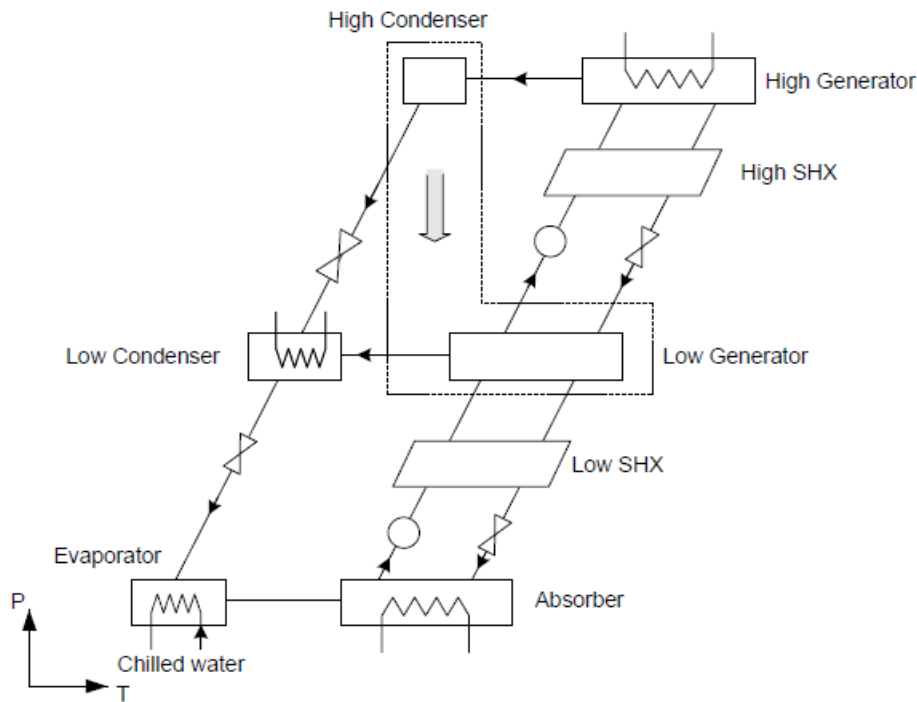


Εικόνα 2.11. Ψύκτης απορρόφησης με εγχυτήρα (ejector) [15]

2.3.4. Διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης

Ένας από τους περιορισμούς του μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης είναι ότι δεν μπορεί να επωφεληθεί από την δυνατότητα υψηλότερης θερμοκρασίας των πηγών θερμότητας, για να επιτύχει υψηλότερο συντελεστή απόδοσης COP. Ο COP ενός μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης κυμαίνεται μεταξύ 0.7-0.8. Περαιτέρω αύξηση της θερμότητας εισόδου, δεν επηρεάζει την αποδοτικότητα του ψύκτη. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με ένα διβάθμιο ψύκτη απορρόφησης. Η τεχνολογία αυτή, ξεκίνησε το 1956 για την αύξηση της απόδοσης του συστήματος χρησιμοποιώντας μια πηγή θερμότητας σε υψηλότερες θερμοκρασίες, με εργαζόμενο μέσο LiBr-H₂O [1].

Οι διβάθμιοι ψύκτες απορρόφησης συνήθως εγκαθίστανται σε μεγάλες εφαρμογές, όπως κτίρια γραφείων, νοσοκομεία, πανεπιστήμια, ξενοδοχεία κ.τ.λ. Ο πλήρης κύκλος περιλαμβάνει τρία διαφορετικά επίπεδα πίεσης: υψηλής, μέσης και χαμηλής. Η θερμότητα μεταφέρεται μέσα στον κύκλο, στον αναγεννητή υψηλής πίεσης και στον ατμοποιητή. Η θερμότητα μεταφέρεται έξω από τον κύκλο στον απορροφητή και στον συμπυκνωτή μεσαίας πίεσης. Ο διβάθμιος κύκλος περιλαμβάνει δύο εναλλάκτες θερμότητας του διαλύματος, που έχουν ένα παρόμοιο ρόλο στο κύκλωμα του διαλύματος με το αντίστοιχο του μονοβάθμιου κύκλου. Ένα νέο χαρακτηριστικό του διβάθμιου κύκλου είναι η εσωτερική ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ του συμπυκνωτή υψηλής πίεσης και του αναγεννητή μεσαίας πίεσης. Στην πράξη, αυτό επιτυγχάνεται με την ενσωμάτωση των δύο συνιστωσών σε μια ενιαία διάταξη μεταφοράς θερμότητας. Η μια πλευρά του εναλλάκτη είναι ο συμπυκνωτής υψηλής πίεσης και η άλλη πλευρά είναι ο αναγεννητής μεσαίας πίεσης.



Εικόνα 2.12. Διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης LiBr – H₂O παράλληλης ροής [15]

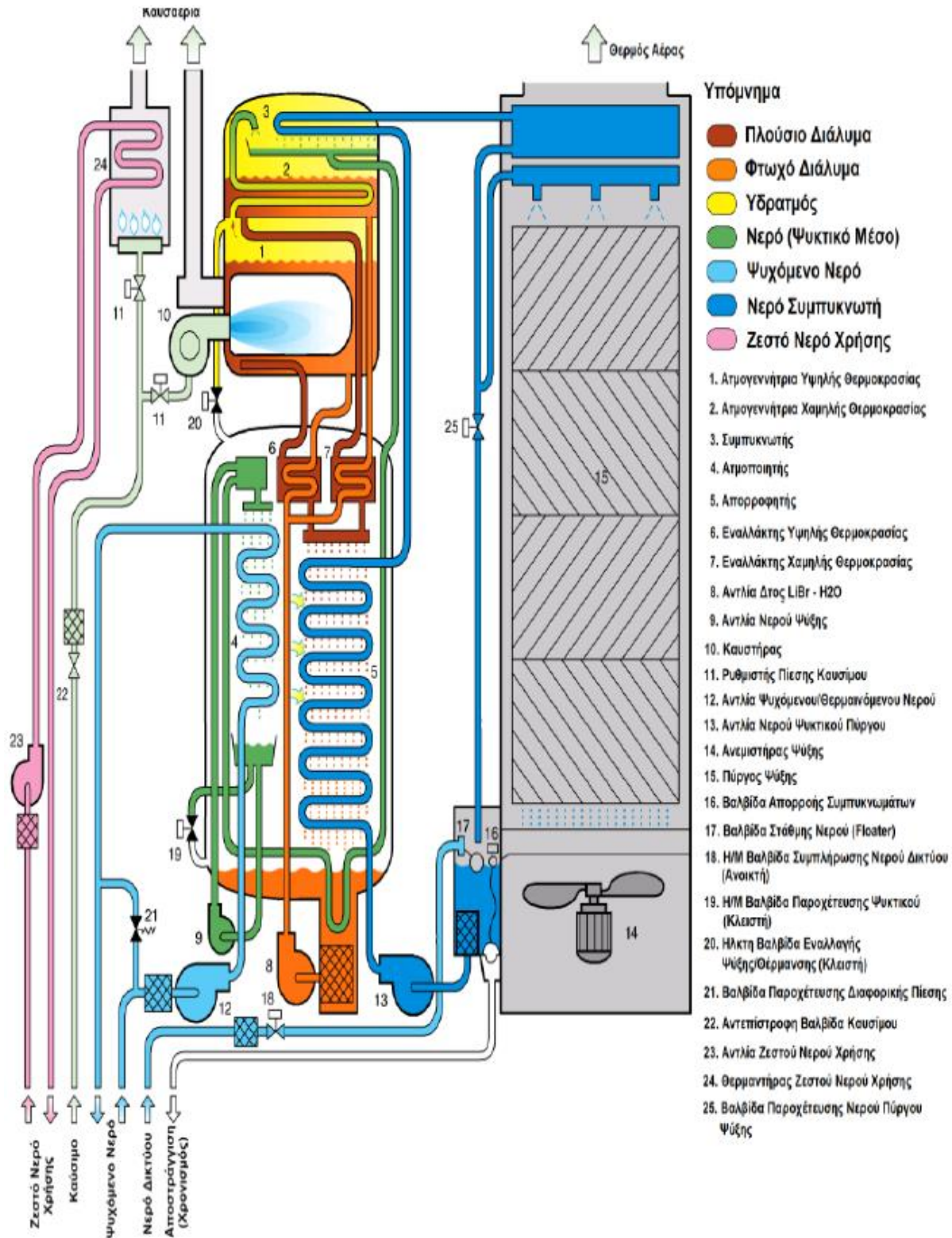
Ο συντελεστής απόδοσης COP του διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης είναι σχεδόν διπλάσιος από τον αντίστοιχο του μονοβάθμιου ψύκτη. Για παράδειγμα, μια ανάλυση που πραγματοποιήθηκε από τον Srikhirin, δείχνει ότι ο COP του συστήματος με διβάθμιο κύκλο απορρόφησης είναι 0.96, ενώ το μονοβάθμιο σύστημα έχει COP μόνο 0.6. Κατά την τελευταία δεκαετία, ο COP των συστημάτων απορρόφησης διβάθμιου κύκλου έχει φτάσει τιμές του 1.1 έως 1.2. Ο Bermejo ανέπτυξε έναν διβάθμιο ψύκτη απορρόφησης 174 KW στην Ισπανία. Το εργαζόμενο μέσο είναι LiBr-H₂O, ενώ η θερμότητα που εισέρχεται στους δύο αναγεννητές προέρχεται από τον συνδυασμό καύσης αερίου και ηλιακής ενέργειας. Στο σύστημα χρησιμοποιούνται γραμμικοί συγκεντρωτικοί συλλέκτες με φακό Fresnel με συνολική επιφάνεια 352 m². Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι η ηλιακή ενέργεια συνεισφέρει το 75% της συνολικής θερμότητας εισόδου στον αναγεννητή, ο συντελεστής COP κυμαίνεται από 1.1 έως 1.25 όταν λειτουργεί σε θερμοκρασία ψύξης 8 °C [1].

Ένα σύστημα ψύξης διβάθμιας απορρόφησης ονομαστικής ισχύος 16 kW, έχει εγκατασταθεί το 2010 στο Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο από το εργαστήριο εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής. Το προσροφητικό μέσο που χρησιμοποιείται είναι το βρωμιούχο λίθιο LiBr, ενώ η θερμοκρασία εισαγωγής του θερμού νερού στον αναγεννητή είναι 160 °C. Ο συντελεστής θερμικής απόδοσης του ψύκτη COP είναι 1.1 [13].



Εικόνα 2.13. Σύστημα ψύξης διβάθμιας απορρόφησης στο Ε.Μ.Π. [13]

Η εγκατάσταση αυτή αποτελεί μια μικρή μονάδα απορρόφησης, που χρησιμοποιείται για τον κλιματισμό κτιρίων γραφείων, μικρών ξενοδοχείων και νοσοκομείων, κυρίως σε συνδυασμό με θερμικά ηλιακά συστήματα για την κάλυψη των θερμικών φορτίων του αναγεννητή. Οι διβάθμιοι ψύκτες απορρόφησης έχουν μεγαλύτερη θερμική απόδοση από ότι οι μονοβάθμιοι. Για να επιτευχθεί αυτό, χρειάζεται μεγαλύτερη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται συνήθως συγκεντρωτικοί συλλέκτες ή συλλέκτες με σωλήνες κενού ή συμβατικά καύσιμα όπως φυσικό αέριο. Στην επόμενη σελίδα παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής του διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης, με όλα τα επιμέρους συστήματα του.



Εικόνα 2.14. Διάγραμμα ροής διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης στο Ε.Μ.Π. [13]

Τα κύρια μέρη του ψύκτη της συγκεκριμένης εγκατάστασης είναι [13]:

- Ατμοποιητής
- Απορροφητής
- Αναγεννητής υψηλής θερμοκρασίας
- Αναγεννητής χαμηλής θερμοκρασίας
- Συμπυκνωτής
- Εναλλάκτης υψηλής θερμοκρασίας
- Εναλλάκτης χαμηλής θερμοκρασίας

Ο ψύκτης αποτελείται από δύο δοχεία, το πάνω δοχείο που περιλαμβάνει τον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας, τον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας και τον συμπυκνωτή, και το κάτω δοχείο που περιλαμβάνει τον ατμοποιητή, τον απορροφητή, τους εναλλάκτες υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας. Η αρχή λειτουργία της συγκεκριμένης εγκατάστασης περιγράφεται παρακάτω:

- Το ψυχόμενο νερό με θερμοκρασία 14 °C εισέρχεται στο εσωτερικό των χάλκινων σωλήνων του ατμοποιητή και το ψυκτικό μέσο (νερό θερμοκρασίας 4 °C) ψεκάζεται στο εξωτερικό μέρος των σωλήνων υπό συνθήκες κενού. Το ψυκτικό μέσο απορροφά θερμότητα από το ψυχόμενο νερό και εξατμίζεται. Επομένως, η θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού πέφτει στους 7 °C.
- Το ισχυρό διάλυμα βρωμιούχου λιθίου στον απορροφητή, το οποίο είναι ένα πολύ ισχυρό απορροφητικό μέσο, απορροφά τον περιβάλλοντα υδρατμό, διατηρώντας χαμηλή πίεση στον ατμοποιητή. Η θερμότητα που παράγεται κατά τη απορρόφηση, απομακρύνεται μέσω νερού ψύξης που προέρχεται από τον πύργο ψύξης. Το νερό αυτό περνά από τον συμπυκνωτή και επιστρέφει στον πύργο ψύξης, μέσω του οποίου η θερμότητα του νερού ψύξης μεταφέρεται στον αέρα περιβάλλοντος.
- Το ασθενές διάλυμα βρωμιούχου λιθίου (χαμηλής περιεκτικότητας σε LiBr), μέσω μιας αντλίας διαλύματος διαχωρίζεται σε δύο ίσα περίπου ρεύματα, τα οποία προθερμαίνονται στους εναλλάκτες θερμότητας διαλύματος χαμηλής και υψηλής θερμότητας και οδηγούνται στους αναγεννητές χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας αντίστοιχα.
- Στον καυστήρα του αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας χρησιμοποιείται φυσικό αέριο, για την εξάτμιση του ψυκτικού μέσου από το διάλυμα. Η θερμοκρασία και η πίεση του ψυκτικού υδρατμού που παράγεται στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας, πρέπει να είναι ικανή να παράγει μια περίπου ίδια ποσότητα ψυκτικού υδρατμού από το διάλυμα του αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας.
- Ο ψυκτικός υδρατμός που παράγεται από τον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας, εισέρχεται σε σωλήνες στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας. Η έξοδος των σωλήνων συνδέεται με τον συμπυκνωτή. Καθώς ο ψυκτικός υδρατμός περνάει διαμέσου των σωλήνων, μεταφέρει

την θερμότητα του στο διάλυμα που τους περιβάλλει, και εξέρχεται από τους σωλήνες σε υγρή κατάσταση (νερό), οδηγούμενος στο συμπυκνωτή. Έτσι, θερμαίνεται το διάλυμα στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας, και ένα μέρος του ψυκτικού εξατμίζεται και οδηγείται στον συμπυκνωτή.

- Το ισχυρό πλέον διάλυμα και στους δύο αναγεννητές, οδηγείται στους εναλλάκτες θερμότητας του διαλύματος μεταφέροντας θερμότητα στο ασθενές διάλυμα. Ακολούθως, εκτονώνεται στην στραγγαλιστική βαλβίδα και εισέρχεται στον απορροφητή σε χαμηλή πίεση.
- Ο ψυκτικός υδρατμός που εισήλθε στον συμπυκνωτή, υγροποιείται δίνοντας θερμότητα στο νερό ψύξης. Στην συνέχεια, οδηγείται στον ατμοποιητή σε χαμηλή πίεση, αφού πρώτα περάσει από την βαλβίδα στραγγαλισμού και προθερμάνει το ασθενές διάλυμα του απορροφητή, μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας.
- Στον ατμοποιητή, το ψυκτικό μέσο (νερό θερμοκρασίας 4 °C) ψεκάζεται μέσω ακροφυσίων, στο εξωτερικό μέρος των σωλήνων που διακινούν το ψυχόμενο νερό. Το ψυκτικό μέσο απορροφά θερμότητα από το ψυχόμενο νερό και εξατμίζεται. Το μέρος του ψυκτικού μέσου που δεν θα προλάβει να εξατμιστεί, συλλέγεται και ξαναοδηγείται στα ακροφύσια, μέσω της αντλίας του ψυκτικού μέσου.
- Ο συγκεκριμένος ψύκτης, έχει τη δυνατότητα να παράγει ταυτόχρονα και ζεστό νερό χρήσης. Μέσω της αντλίας ζεστού νερού χρήσης, το νερό οδηγείται στον θερμαντήρα στον οποίο παραλαμβάνει θερμότητα, διατηρώντας το νερό στην επιθυμητή θερμοκρασία. Η θέρμανση του νερού επιτυγχάνεται από την καύση ενός μέρους του καυσίμου.

2.4. Εφαρμογές ηλιακής ψύξης με απορρόφηση

Ο κλιματισμός και η ψύξη με τη χρήση ηλιακής ενέργειας έχει σημαντικά πλεονεκτήματα έναντι των άλλων μεθόδων. Τα ηλιακά συστήματα ψύξης είναι φιλικά προς το περιβάλλον. Αντίθετα, τα συμβατικά κλιματιστικά χρησιμοποιούν πάρα πολύ ηλεκτρική ενέργεια, ενώ στην περίπτωση της ψύξης με απορρόφηση, χρησιμοποιούν αέρια ή άλλα εύφλεκτα υλικά. Μειώνοντας την κατανάλωση αυτών των ενεργειακών πηγών, μειώνεται και το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Η απαίτηση τους για κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας είναι πολύ μικρή, άρα αποτελούν μια οικονομικά συμφέρουσα λύση για παραγωγή ψύξης. Έχουν ευρεία εφαρμογή, αφού είναι ιδανικά για εφαρμογές μεγάλου μεγέθους όπως ξενοδοχεία, νοσοκομεία, σχολεία, εργοστάσια κ.τ.λ. Ένα πολύ σημαντικό πλεονέκτημα των συστημάτων ηλιακής ψύξης είναι ότι, η μέγιστη ζήτηση για κλιματισμό παρουσιάζεται κατά τη θερινή περίοδο, τότε που υπάρχει άφθονο ηλιακό δυναμικό[16].

Το πρώτο σύστημα ηλιακής ψύξης που εγκαταστάθηκε στην Κύπρο, βρίσκεται στην βιομηχανική περιοχή Εργάτες στη Λευκωσία και συγκεκριμένα στο Αρτοποιείο L'Amor Rouge [17]. Η εγκατάσταση είναι σε λειτουργία από τον Μάιο του 2006. Η αυτονομία του συστήματος

ξεπερνά το 59 %. Το κτίριο, συνολικής επιφάνειας 627 m² αποτελείται από το αρτοποιείο, το ζαχαροπλαστείο και τα γραφεία της εταιρείας. Ο εσωτερικός χώρος που κλιματίζεται είναι 276 m². Το σύστημα αποτελείται από 120 m² ηλιακούς συλλέκτες με σωλήνες κενού σε κλίση 25°, ένα δοχείο αποθήκευσης του ζεστού νερού με συνολικό όγκο 6.8 m³, ψύκτη απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O, ονομαστικής ισχύος 70.3 kW και πύργο ψύξης ισχύος 212 kW.



Εικόνα 2.15. Η πρώτη εγκατάσταση ηλιακού κλιματισμού στην Κύπρο – Αρτοποιείο L' Amor Rouge [17]

Οι ετήσιες ενεργειακές ανάγκες, όπως το θερμό νερό χρήση, η θέρμανση και η ψύξη του χώρου, ανέρχονται στις 213.65 MWh. Η συνολική συνεισφορά του ηλιακού συστήματος στις ενεργειακές ανάγκες υπολογίστηκε στο 59.34 %. Επιπλέον, χρησιμοποιείται πετρέλαιο σαν βοηθητική πηγή ενέργειας. Η ετήσια κατανάλωση του είναι 21191 L, με συνολικό κόστος 0.77 €/L.

Το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών με σωλήνες κενού αποτελείται από 40 συλλέκτες με επιφάνεια απορροφητή 3 m² και βαθμό απόδοσης 0.73. Η μέση ημερήσια ηλιακή ακτινοβολία στην επιφάνεια των συλλεκτών είναι 5.94 KWh/m²/ημέρα. Το συνολικό κόστος της επένδυσης ήταν 134489 €, ενώ το ποσοστό της χορηγίας ήταν 40 %, δηλαδή 53796 €. Ο χρόνος αποπληρωμής της επένδυσης υπολογίστηκε ως 8.1 έτη. Τέλος, η συνολική ετήσια μείωση εκπομπών CO₂ υπολογίζεται ως 22440 kg [17].

Μία άλλη εγκατεστημένη μονάδα ηλιακής ψύξης βρίσκεται στο ξενοδοχείο 'Rethimno Village' στο Ρέθυμνο της Κρήτης στη νότια Ελλάδα [11]. Πρόκειται για ένα τουριστικό συγκρότημα χωρητικότητας 170 δωματίων και έχει 100% πληρότητα κατά την θερινή περίοδο. Το ηλιακό σύστημα ψύξης βρίσκεται σε λειτουργία από το 2000. Ο σχεδιασμός, η προμήθεια και η εγκατάσταση αυτού του συστήματος έγιναν από τη SOLE A.E. Η συνολική κλιματιζόμενη επιφάνεια είναι 3000 m². Τα τεχνικά, οικονομικά και ενεργειακά δεδομένα αναλύονται παρακάτω [11]:

- Για τις θερμικές ανάγκες της εγκατάστασης χρησιμοποιούνται επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες, επιλεκτικής επιφάνειας και συνολικό εμβαδόν 448 m², για τον κεντρικό κλιματισμό (ψύξη και θέρμανση). Επίσης, χρησιμοποιούνται συλλέκτες πολυπροπυλενίου συνολικού εμβαδού 199 m², για την θέρμανση της πισίνας.

- Το συνολικό κόστος της επένδυσης ανέρχεται στις 264123 €. Το συγκεκριμένο έργο επιχορηγήθηκε με ποσοστό 50%, από το Εθνικό Επιχειρησιακό Πρόγραμμα για την Ενέργεια (ΕΠΕ) του Ελληνικού Υπουργείου Ανάπτυξης. Αξίζει να σημειωθεί ότι, στο πρόγραμμα έχει απονεμηθεί από το Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας (ΚΑΠΕ), βραβείο ως η καλύτερη επένδυση με σκοπό την εξοικονόμηση ενέργειας για το έτος 2000.
- Το σύστημα αποτελείται από ένα ψύκτη απορρόφησης συνολικής ισχύος 105 KW, ο οποίος καταναλώνει ελάχιστη ηλεκτρική ενέργεια για τη λειτουργία της αντλίας του διαλύματος (0.5 KW). Οι ηλιακοί συλλέκτες τροφοδοτούν τον αναγεννητή του ψύκτη, με ζεστό νερό θερμοκρασίας 75 °C. Ο ψύκτης απορρόφησης, με συντελεστή απόδοσης COP ίσο με 60 %, χρησιμοποιεί το ζεστό νερό για τον διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου (νερό) από το απορροφητικό. Το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται, συμπυκνώνεται και ο οδηγείται στον ατμοποιητή για να παραλάβει θερμότητα από το ψυχόμενο νερό. Έτσι, παράγεται ψυχρό νερό θερμοκρασίας 8-10 °C. Ένας λέβητας 600 KW, χρησιμοποιείται σαν επιπλέον πηγή θερμότητας, που αντικαθιστά τους ηλιακούς συλλέκτες όταν υπάρχει συννεφιά ή όποτε υπάρχει ανάγκη για κλιματισμό κατά τη διάρκεια της νύκτας. Οι ετήσιες ενεργειακές ανάγκες ανέρχονται στις 1498 MWh, ενώ η ετήσια παραγωγή ενέργειας από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών είναι 651 MWh καλύπτοντας έτσι, το 43 % των συνολικών αναγκών.

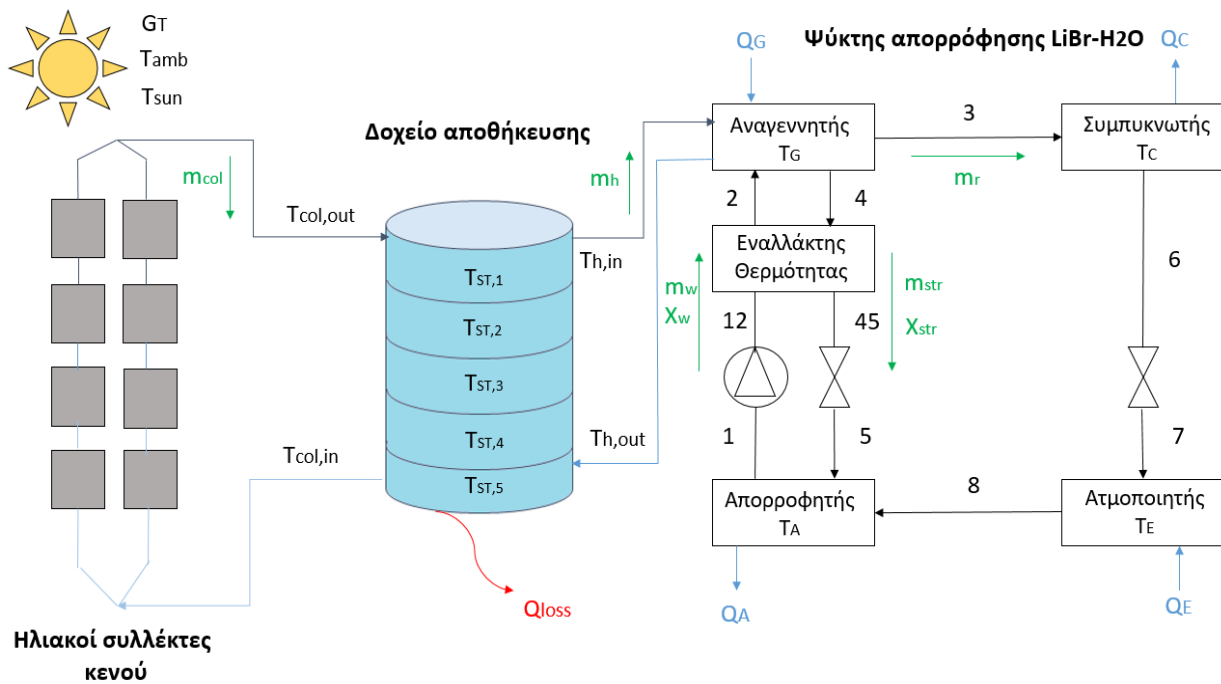


Εικόνα 2.16. Πεδίο ηλιακών συλλεκτών και ο ψύκτης απορρόφησης 105 kW, στο Rethymno Village Hotel στην Κρήτη [16]

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΗΛΙΑΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΨΥΞΗΣ

3.1 Περιγραφή συστήματος

Το εξεταζόμενο σύστημα (εικόνα 3.1) για την περιοχή της Αθήνας αποτελείται από τρεις βασικές συσκευές: α) τους ηλιακούς συλλέκτες με σωλήνες κενού, β) το δοχείο αποθήκευσης νερού και γ) έναν μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O. Οι ηλιακοί συλλέκτες κενού είναι σταθεροί συλλέκτες που αξιοποιούν την άμεση και διάχυτη ακτινοβολία για την θέρμανση του νερού. Η λειτουργία των συγκεκριμένων συλλεκτών έχει περιγραφεί αναλυτικά σε προηγούμενη παράγραφο. Η κλίση των συλλεκτών επιλέγεται ίση με 23°. Η επιλογή αυτή έγινε για μέγιστη ενέργεια θέρους, όπου σύμφωνα με τη θεωρία [4], η κλίση των συλλεκτών απαιτείται να είναι κατά 15° μικρότερη του γεωγραφικού πλάτους, $\beta = \phi - 15^\circ$ (υπενθυμίζεται ότι το γεωγραφικό πλάτος της Αθήνας είναι 38°). Το εργαζόμενο ρευστό είναι νερό, το οποίο βρίσκεται υπό πίεση σε 5 bar, ένα επίπεδο πίεσης στο οποίο αφήνεται το νερό να παραμείνει σε υγρή φάση μέχρι τους 150 °C. Επιπλέον, νερό υπό πίεση αποθηκεύεται στο δοχείο αποθήκευσης, το οποίο μεταφέρει την ενέργεια εισόδου στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης.



Εικόνα 3.1. Το εξεταζόμενο σύστημα ηλιακής ψύξης

Το ζεστό νερό υπό πίεση που παράγεται από τους ηλιακούς συλλέκτες κενού εισέρχεται στο άνω μέρος του δοχείου αποθήκευσης νερού (αριστερή πλευρά). Μέσα στο δοχείο αποθήκευσης υπάρχουν ισοθερμικές ζώνες, με τις θερμότερες ζώνες να βρίσκονται στο άνω μέρος του δοχείου και τις ψυχρότερες να είναι στο κάτω μέρος του δοχείου. Ο ρόλος του δοχείου αποθήκευσης νερού είναι πολύ σημαντικός για την συμπεριφορά του συστήματος, γιατί το μέγεθος του

καθορίζει την αποθηκευμένη ενέργεια και τα επίπεδα θερμοκρασίας της λειτουργίας του συστήματος. Οι θερμικές απώλειες της δεξαμενής αποθήκευσης προς το περιβάλλον επηρεάζουν τα τελικά αποτελέσματα και για το λόγο αυτό επιλέχθηκε ένα καλά μονωμένο δοχείο που πρόκειται να αναλυθεί, με συντελεστή απώλειας θερμότητας ίσο με $0.8 \text{ W/m}^2\text{K}$. Ζεστό νερό υπό πίεση από το δεξιό άνω μέρος της δεξαμενής παρέχεται στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης, δίνοντας θερμότητα στον ψύκτη. Το ψυχρότερο ρεύμα στην έξοδο της γεννήτριας επιστρέφει στο κάτω μέρος του δοχείου αποθήκευσης (δεξιά πλευρά).

Η ψυκτική εγκατάσταση απορρόφησης στην παρούσα μελέτη είναι ένας συνήθης μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης με εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος (Hex), που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$. Το διάλυμα βρωμιούχου λιθίου LiBr είναι το απορροφητικό και το νερό είναι το ψυκτικό. Η εισερχόμενη θερμότητα από τον αναγεννητή προκαλεί εξάτμιση ενός μέρους του μίγματος και έτσι δημιουργείται υπέρθερμος ατμός (σημείο 3) που οδηγείται προς τον συμπυκνωτή του συστήματος. Στον συμπυκνωτή, η θερμότητα απορρίπτεται στο περιβάλλον και δημιουργείται κορεσμένο νερό (σημείο 6), το οποίο εισέρχεται στην στραγγαλιστική βαλβίδα. Η μεταβολή θεωρείται ισενθαλπική, έτσι στην έξοδο της στραγγαλιστικής βαλβίδας (σημείο 7) έχουμε μόνο πτώση πίεσης και θερμοκρασίας. Στην συνέχεια το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στον ατμοποιητή όπου παράγεται το φορτίο ψύξης. Σε αυτή τη μελέτη η ψύξη πραγματοποιείται σε θερμοκρασία $10 \text{ }^\circ\text{C}$, μια συνηθισμένη τιμή για εφαρμογές ψύξης. Στην έξοδο του ατμοποιητή υπάρχει κορεσμένος ατμός (σημείο 8) το οποίο οδηγείται στον απορροφητή του συστήματος. Στη συγκεκριμένη συσκευή ο ατμός χαμηλής πίεσης απορροφάται από το διάλυμα άλατος με ταυτόχρονη απόρριψη θερμότητας προς το περιβάλλον. Το ασθενές διάλυμα (διάλυμα χαμηλής περιεκτικότητας σε LiBr) εξέρχεται από τον απορροφητή (σημείο 1) και με τη βοήθεια μιας αντλίας κυκλοφορίας οδηγείται στον εναλλάκτη θερμότητας όπου θερμαίνεται και εισέρχεται στον αναγεννητή σε κατάσταση του σημείου 2. Λόγω της εξάτμισης ενός μέρους του μίγματος που συμβαίνει στον αναγεννητή, δημιουργείται ισχυρό διάλυμα (διάλυμα υψηλής περιεκτικότητας σε LiBr), το οποίο εξέρχεται από τον αναγεννητή (σημείο 4) και εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας, δίνοντας θερμότητα στο ασθενές διάλυμα. Στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας (σημείο 45) το ισχυρό διάλυμα εισέρχεται στην στραγγαλιστική βαλβίδα, ώστε η πίεση του να μειωθεί και να εισαχθεί εύκολα στον απορροφητή. Η μεταβολή στην στραγγαλιστική βαλβίδα στην πλευρά του ισχυρού διαλύματος θεωρείται επίσης ισενθαλπική.

3.2 Μαθηματικό μοντέλο

Στο κεφάλαιο αυτό αναφέρονται οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση της ψυκτικής εγκατάστασης.

3.2.1 Καιρικές συνθήκες

Η ημερήσια κατανομή της θερμοκρασίας του εξωτερικού περιβάλλοντος μπορεί να περιγραφεί από μία ημιτονοειδής συνάρτηση της μορφής:

$$T_{amb} = T_m + \frac{\Delta R}{2} \left(2\pi \cdot \frac{t}{24 \cdot 3600} + C \right) \quad (3.1)$$

Όπου,

T_m : η μέση τιμή της θερμοκρασίας

ΔR : η διακύμανση της θερμοκρασίας

t : η χρονική στιγμή κατά την διάρκεια της μέρας σε δευτερόλεπτα

Για τον υπολογισμό της σταθεράς C , χρησιμοποιείται το δεδομένο ότι η μέγιστη τιμή της θερμοκρασίας είναι στις 14:00.

Η διάρκεια της ημέρας σε ώρες N_D υπολογίζεται από τη σχέση [4]:

$$N_D = \frac{2}{15} \arccos(-\tan\varphi \cdot \tan\delta) \quad (3.2)$$

Η ηλιακή απόκλιση δ δίνεται από την σχέση [4]:

$$\delta = 23.45 \sin\left(\frac{360(284+DD)}{365}\right) \quad (3.3)$$

Όπου $DD=1-365$ είναι η μέρα του έτους.

Η μέση ημερήσια ολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου H_T για κάθε μέρα $DD=1-365$, του τυπικού έτους προσεγγίζεται από την σχέση (σε KWh/m^2) [4]:

$$H_T = c_0 + c_1 \cos\left(\frac{360}{365} DD\right) + c_2 \cos\left(2 \frac{360}{365} DD\right) + c_3 \sin\left(\frac{360}{365} DD\right) + c_4 \sin\left(2 \frac{360}{365} DD\right) \quad (3.4)$$

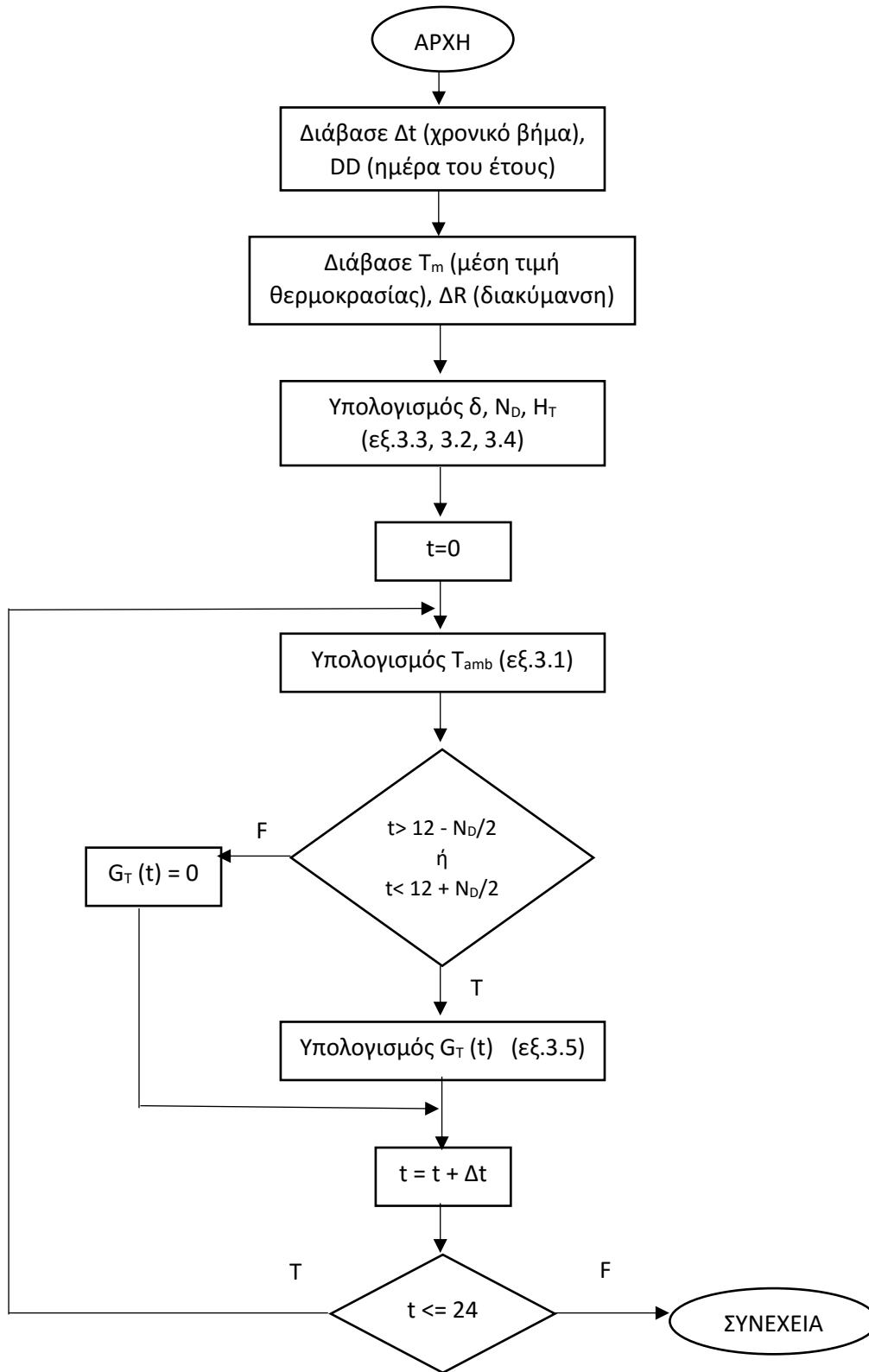
Η πιο πάνω σχέση ισχύει για την περιοχή της Αθήνας και προέκυψε από διάφορες μετρήσεις την χρονική περίοδο 1961-1980. Οι τιμές των συντελεστών C_0, C_1, C_2, C_3, C_4 , για τιμές του αζιμούθιου του κεκλιμένου επιπέδου $\gamma=0^\circ$ και κλίση ως προς το οριζόντιο επίπεδο $\beta=23^\circ$, είναι:

$$C_0= 5.126 \quad C_1= -2.203 \quad C_2= -0.254 \quad C_3= 0.045 \quad C_4=0.158$$

Η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στην επιφάνεια των συλλεκτών μπορεί να περιγραφεί από μία ημιτονοειδής συνάρτηση της μορφής:

$$G_T = \frac{\pi \cdot H_T \cdot 10^3}{2N_D} \cdot \sin\left(\frac{\pi(t-N_D/2)}{N_D}\right) \quad (3.5)$$

Στην συνέχεια παρουσιάζεται το λογικό διάγραμμα, που δείχνει τα βήματα που ακολουθήθηκαν, για τον υπολογισμό της κατανομής της θερμοκρασίας του αέρα και της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στην επιφάνεια των συλλεκτών



Εικόνα 3.2. Λογικό διάγραμμα για τον υπολογισμό της κατανομής της θερμοκρασίας του αέρα και της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στην επιφάνεια των συλλεκτών

3.2.2 Σύστημα ηλιακών συλλεκτών

Ο ρόλος των ηλιακών συλλεκτών είναι να συλλάβουν την ηλιακή ακτινοβολία για να την μετατρέψουν σε χρήσιμη θερμότητα. Η διαθέσιμη προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο των συλλεκτών κάθε χρονική στιγμή, υπολογίζεται ως το γινόμενο της στιγμιαίας ηλιακής ακτινοβολίας G_T επί την επιφάνεια των συλλεκτών A [4]:

$$Q_s = A \cdot G_T \quad (3.6)$$

Η αποδιδόμενη ισχύς (ωφέλιμη θερμότητα) από τους ηλιακούς συλλέκτες μπορεί να υπολογιστεί από τον ισολογισμό ενέργειας στον όγκο του ρευστού [4]:

$$Q_u = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out} - T_{col,in}) \quad (3.7)$$

Σαν στιγμιαίος θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη ($\eta_{th,col}$), ορίζεται ο λόγος της αποδιδόμενης ισχύος Q_u , προς την αντίστοιχη προς την αντίστοιχη προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία Q_s [4]:

$$\eta_{th,col} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (3.8)$$

Η καμπύλη απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών σε αυτή την μελέτη, έχει ληφθεί από την βιβλιογραφία και δίνεται στην παρακάτω εξίσωση [18]:

$$\eta_{th,col} = 0.82 - 2.19 \cdot \left(\frac{T_{col,in} - T_{amb}}{G_T} \right) \quad (3.9)$$

Η παροχή μάζας στο σύστημα των ηλιακών συλλεκτών υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση η οποία χρησιμοποιείται ευρέως στην βιβλιογραφία [18,19]:

$$\dot{m}_{col} = 0.01 \cdot A \quad (3.10)$$

3.2.3 Δοχείο αποθήκευσης νερού

Το δοχείο αποθήκευσης του νερού επηρεάζει ολόκληρη τη ψυκτική εγκατάσταση. Ο όγκος του καθορίζει την αποθήκευση ενέργειας στο σύστημα, τα επίπεδα θερμοκρασίας της λειτουργίας του συστήματος και τις απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον. Για την προσομοίωση της συμπεριφοράς του δοχείου αποθήκευσης ακολουθήθηκε η μεθοδολογία της ισοθερμικής ανάμειξης μεταξύ των επιμέρους ζωνών. Σύμφωνα με την μεθοδολογία αυτή, το δοχείο αποθήκευσης αποτελείται από N οριζόντιες ζώνες ανάμειξης. Η κάθε ζώνη θεωρείται ότι έχει ομοιόμορφη θερμοκρασία. Σε κάθε ζώνη – κόμβο γράφεται ο ισολογισμός ενέργειας. Με την επίλυση όλων των εξισώσεων ταυτόχρονα προσδιορίζεται η θερμοκρασία στο εσωτερικό του δοχείου σε κάθε ζώνη.

Οι ισολογισμοί ενέργειας περιγράφονται από τις ακόλουθες εξισώσεις [18]:

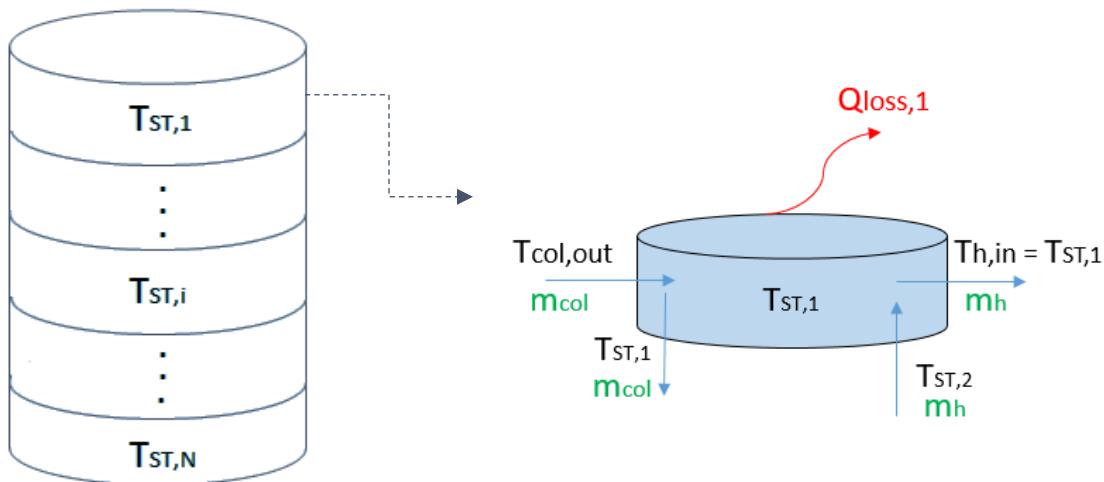
$$M_{st,1} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{st,1}}{\partial t} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out} - T_{st,1}) + \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{st,2} - T_{st,1}) - U_T \cdot A_{st,1} \cdot (T_{st,1} - T_{amb}) \quad (3.11)$$

$$M_{st,i} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{st,i}}{\partial t} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{st,i-1} - T_{st,i}) + \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{st,i+1} - T_{st,i}) - U_T \cdot A_{st,i} \cdot (T_{st,i} - T_{amb}) \quad (3.12)$$

$$M_{st,N} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{st,N}}{\partial t} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{st,N-1} - T_{st,N}) + \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{h,out} - T_{st,N}) - U_T \cdot A_{st,N} \cdot (T_{st,N} - T_{amb}) \quad (3.13)$$

Η εξίσωση 3.11 περιγράφει τον ισολογισμό ενέργειας της πρώτης ζώνης, η εξίσωση 3.12 περιγράφει τον ισολογισμό ενέργειας για κάθε ζώνη $i=2, N-1$, ενώ η εξίσωση 3.13 αντιστοιχεί στην τελευταία ζώνη.

Στο αριστερό μέλος της κάθε εξίσωσης βρίσκεται ο όρος αποθήκευσης ενέργειας σε κάθε ζώνη. Ο ισολογισμός ενέργειας της πρώτης ζώνης δίνεται και σχηματικά στην εικόνα 3.3. Το ρευστό από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών παροχής \dot{m}_{col} και θερμοκρασίας $T_{col,out}$ εισέρχεται στην πρώτη ζώνη του δοχείου αποθήκευσης και εξέρχεται από αυτήν με θερμοκρασία $T_{st,1}$ κατευθυνόμενο στην ζώνη 2. Επίσης το ρευστό που εξέρχεται από την ζώνη 2 εισέρχεται στην πρώτη με παροχή \dot{m}_h και θερμοκρασία $T_{st,2}$ και στην συνέχεια εξέρχεται με θερμοκρασία $T_{st,1}$ κατευθυνόμενο προς τον αναγεννητή. Σαν έξοδο από το 'σύστημα' της πρώτης ζώνης αποτελούν και οι απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον $Q_{loss,1}$. Έτσι προέκυψε ο ισολογισμός ενέργειας της πρώτης ζώνης. Με παρόμοιο τρόπο γράφονται όλοι οι ισολογισμοί ενέργειας για κάθε ζώνη.



Εικόνα 3.3. Ισολογισμός ενέργειας στην πρώτη ζώνη του δοχείου αποθήκευσης νερού

Σε αυτή τη μελέτη το δοχείο αποθήκευσης νερού χωρίστηκε σε πέντε ζώνες, μια τιμή η οποία οδηγεί σε μία ικανοποιητική κατανομή θερμοκρασίας στο εσωτερικό του δοχείου. Η θερμοκρασία στην είσοδο του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών $T_{col,in}$ είναι ίση με τη θερμοκρασία της τελευταίας ζώνης (κόμβου) του δοχείου $T_{st,N}$. Η θερμοκρασία στην είσοδο του αναγεννητή ισούται με τη θερμοκρασία της πρώτης ζώνης $T_{st,1}$.

$$T_{col,in} = T_{st,N} \quad (3.14)$$

$$T_{h,in} = T_{st,1} \quad (3.15)$$

Οι συνολικές απώλειες θερμότητας από το δοχείο προς το περιβάλλον Q_{loss} μπορεί να υπολογιστεί ως το άθροισμα των απωλειών σε κάθε ζώνη ανάμειξης.

$$Q_{loss} = \sum_{i=1}^N U_T \cdot A_{st,i} \cdot (T_{st,i} - T_{amb}) \quad (3.16)$$

Ο συντελεστής θερμικών απωλειών U_T ισούται $0.8 \text{ W/m}^2\text{K}$, που αντιπροσωπεύει ένα καλά μονωμένο δοχείο. Η μάζα του νερού σε κάθε ζώνη i δίνεται από την σχέση:

$$M_{st} = \sum_{i=1}^N M_{st,i} = \rho \cdot V \quad (3.17)$$

Για την γεωμετρία του δοχείου αποθήκευσης νερού επιλέχθηκε κύλινδρος, με την υπόθεση ότι το μήκος του δοχείου είναι ίσο με τη διάμετρο του. Οι παρακάτω εξισώσεις δίνουν το εμβαδόν της εξωτερικής επιφάνειας της κάθε ζώνης ανάμειξης. Η εξίσωση 3.18 αφορά την εξωτερική επιφάνεια της πρώτης ζώνης, η εξίσωση 3.19 τις ζώνες i ($i=2, N-1$), ενώ η εξίσωση 3.20 την τελευταία ζώνη.

$$A_{st,1} = \frac{\pi \cdot d_{st}^2}{4} + \frac{\pi \cdot d_{st} \cdot L_{st}}{N} \quad (3.18)$$

$$A_{st,i} = \frac{\pi \cdot d_{st} \cdot L_{st}}{N} \quad (3.19)$$

$$A_{st,N} = \frac{\pi \cdot d_{st}^2}{4} + \frac{\pi \cdot d_{st} \cdot L_{st}}{N} \quad (3.20)$$

3.2.4. Ψύκτης απορρόφησης – Βασικές εξισώσεις και μοντελοποίηση

Στην παρούσα παράγραφο περιγράφεται η μοντελοποίηση του μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο το $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$. Οι ισολογισμοί ενέργειας στον αναγεννητή, στον απορροφητή, τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή δίνονται στις παρακάτω σχέσεις:

$$Q_G = m_r \cdot h_3 + m_{str} \cdot h_4 - m_w \cdot h_2 \quad (3.21)$$

$$Q_A = m_r \cdot h_8 + m_{str} \cdot h_5 - m_w \cdot h_1 \quad (3.22)$$

$$Q_C = m_r \cdot (h_3 - h_6) \quad (3.23)$$

$$Q_E = m_r \cdot (h_8 - h_7) \quad (3.24)$$

Το σύστημα θεωρείται μονωμένο, οπότεν πρέπει να ισχύει:

$$(Q_E + Q_G) - (Q_C + Q_A) = 0 \quad (3.25)$$

Ο ισολογισμός της συνολικής παροχής μάζας στον απορροφητή δίνεται από την εξίσωση 3.26, ενώ ο ισολογισμός της μάζας του βρωμιούχου λιθίου LiBr δίνεται από την εξίσωση 3.27. Αν οι ισολογισμοί μάζας γραφτούν για τον αναγεννητή οι σχέσεις που θα προκύψουν θα είναι οι ίδιες:

$$m_r + m_{str} = m_w \quad (3.26)$$

$$X_{str} \cdot m_{str} = X_w \cdot m_w \quad (3.27)$$

Η μοντελοποίηση του εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος, μπορεί να περιγραφεί από τις παρακάτω εξισώσεις. Η εξίσωση 3.28 εκφράζει τον ισολογισμό ενέργειας στον εναλλάκτη. Όλη η ενέργεια που απορρίπτει το ισχυρό διάλυμα απορροφάται από το ασθενές, διότι οι θερμικές απώλειες έχουν αμεληθεί. Η εξίσωση 3.29 εκφράζει τον βαθμό εκμετάλλευσης του εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος ορίζεται ως το πηλίκο της θερμότητας που εκμεταλλεύεται, προς το μέγιστο ποσό θερμότητας που θα μπορούσε να εκμεταλλευτεί [18]:



Εικόνα 3.4. Εναλλάκτης θερμότητας του διαλύματος Hex

$$m_w \cdot (h_2 - h_{12}) = m_{str} \cdot (h_4 - h_{45}) \quad (3.28)$$

$$n_{HEX} = \frac{h_4 - h_{45}}{h_4 - h_{12}} \quad (3.29)$$

Οι απώλειες ενέργειας στις βαλβίδες στραγγαλισμού έχουν αμεληθεί και για τον λόγο αυτό η ενθαλπία μεταξύ εισόδου και εξόδου διατηρείται σταθερή (ισενθαλπική πτώση). Επίσης, η αύξηση της ενθαλπίας στην πλευρά που μεταφέρεται το ασθενές διάλυμα, λόγω της αντλίας έχει παραλειφθεί. Οι υποθέσεις αυτές περιγράφονται στις παρακάτω εξισώσεις:

$$h_5 = h_{45} \quad (3.30)$$

$$h_7 = h_6 \quad (3.31)$$

$$h_{12} = h_1 \quad (3.32)$$

Για απλοποίηση των υπολογισμών, τα επίπεδα θερμοκρασίας στον συμπυκνωτή και στον απορροφητή θεωρούνται ότι είναι τα ίδια και επιλέγεται να είναι συναρτήσει της εξωτερικής θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Πιο συγκεκριμένα επιλέγεται να είναι κατά 10 K μεγαλύτερα από την θερμοκρασία του περιβάλλοντος, για μια ικανοποιητική απόρριψη θερμότητας προς το περιβάλλον [18].

$$T_C = T_A = T_{amb} + 10 \quad (3.33)$$

Για τον υπολογισμό των θερμοφυσικών ιδιοτήτων του διαλύματος LiBr – H₂O έχουν καταγραφεί διάφορα μοντέλα (Y.Kaita, Mc Neely, Feuerecker) .

Το μοντέλο του Y. Kaita χρησιμοποιεί αρχικά την εξίσωση του Rockenfeller για τον υπολογισμό της θερμοχωρητικότητας του διαλύματος [20]:

$$C_p = (A_0 + A_1 X) + (B_0 + B_1 X) T \quad (3.34)$$

όπου,

$$\begin{aligned} X &= \text{περιεκτικότητα διαλύματος \%} & T &= \text{θερμοκρασία διαλύματος } ^\circ\text{C} \\ A_0 &= 3,462023 & B_0 &= 1,3499 \text{ E-3} \\ A_1 &= -2,679895 \text{ E-2} & B_1 &= -6,55 \text{ E-6} \end{aligned}$$

Η ενθαλπία (KJ/kg) του διαλύματος στους 25°C και για συγκεκριμένη περιεκτικότητα του διαλύματος LiBr X (%), μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση (ελαχίστων τετραγώνων):

$$H(25, X) = \sum_{n=0}^3 C_n \cdot X^n \quad (3.35)$$

όπου,

$$\begin{aligned} C_0 &= 249,79 & C_1 &= -6,7138 \\ C_2 &= -4,5348 \text{ E-3} & C_3 &= 1,2053 \text{ E-3} \end{aligned}$$

Η ενθαλπία του διαλύματος για κάθε θερμοκρασία υπολογίζεται από τον τύπο:

$$H(T, X) = H(25, X) + \int_{25}^T C_p(T, X) dT \quad (3.36)$$

Ισχύει για:

$$20 \leq T \leq 210^\circ\text{C} \quad , \quad 40 \leq X \leq 65 \%$$

Επομένως, χρησιμοποιώντας τις πιο πάνω σχέσεις υπολογίζεται η ενθαλπία συναρτήσει της κατά μάζας σύσταση του διαλύματος σε διάφορες θερμοκρασίες του διαλύματος.

Η ASHARE (2001) έδωσε μια άλλη εξίσωση που υπολογίζει την ενθαλπία του διαλύματος συναρτήσει της κατά μάζας σύστασης και την θερμοκρασία του διαλύματος.

$$h = \sum_0^4 A_n \cdot X^n + t \sum_0^4 B_n \cdot X^n + t^2 \sum_0^4 C_n \cdot X^n \quad (3.37)$$

όπου,

$$\begin{aligned} h &\rightarrow \text{KJ/kg} & t &\rightarrow ^\circ\text{C} & X &\rightarrow \% \text{ LiBr} \\ A_0 &= -2024,33 & B_0 &= 18,2829 & C_0 &= -3,7008214 \text{ E-2} \\ A_1 &= 163,309 & B_1 &= -1,1691757 & C_1 &= 2,8877666 \text{ E-3} \\ A_2 &= -4,88161 & B_2 &= 3,248041 \text{ E-2} & C_2 &= -8,1313015 \text{ E-5} \end{aligned}$$

$$A_3 = 6,302948 \text{ E-2} \quad B_3 = -4,034184 \text{ E-4} \quad C_3 = 9,9116628 \text{ E-7}$$

$$A_4 = -2,913705 \text{ E-4} \quad B_4 = 1,8520569 \text{ E-6} \quad C_4 = -4,4441207 \text{ E-9}$$

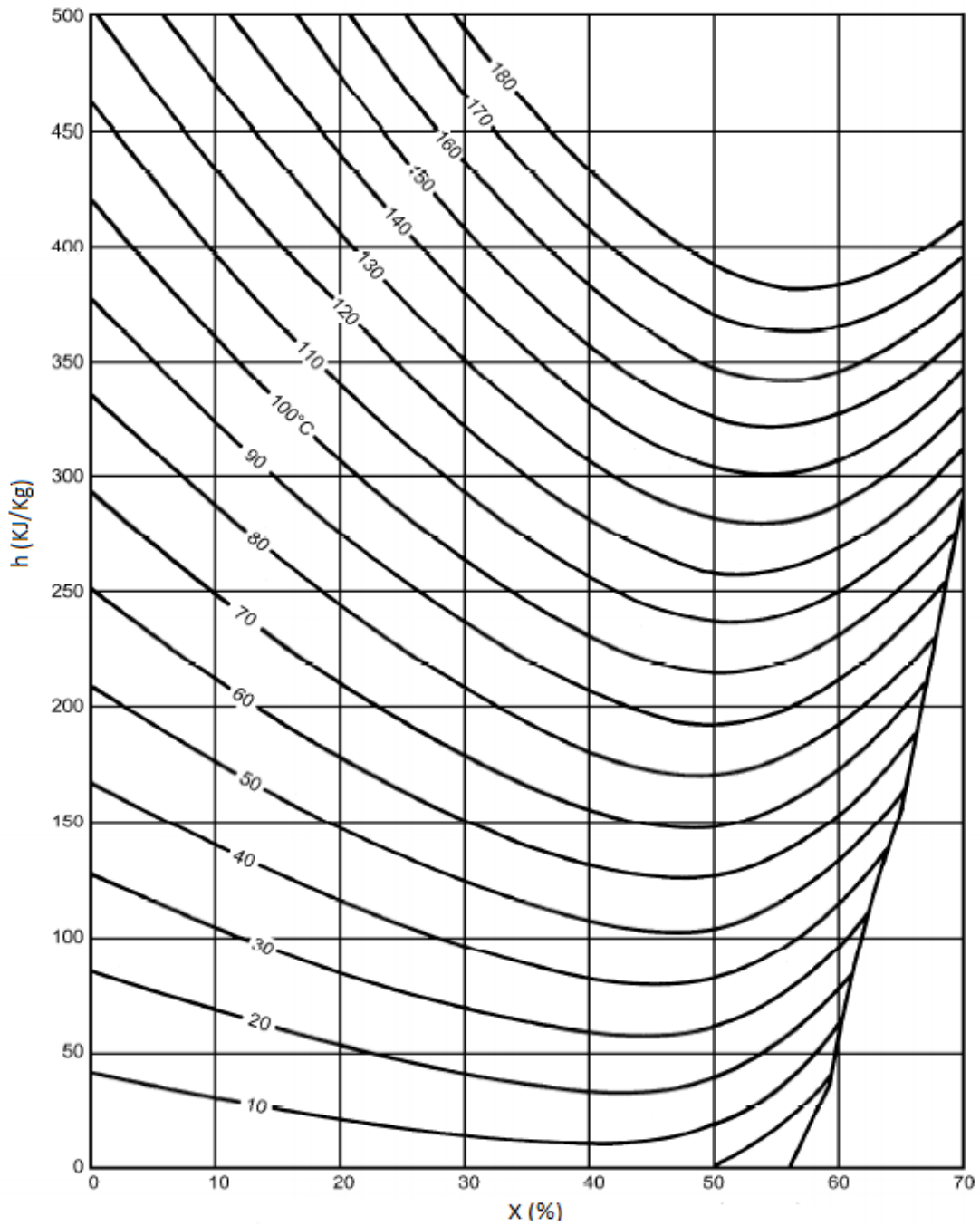
Για σύγκριση των δύο μοντέλων παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα, τα αποτελέσματα για διάφορες θερμοκρασίες διαλύματος ($^{\circ}\text{C}$), και περιεκτικότητας του διαλύματος σε βρωμιούχο λίθιο (%).

Τα δύο μοντέλα έχουν μικρές διαφορές όπως παρατηρούμε στα ενδεικτικά αποτελέσματα του πίνακα 3.1. Στην παρούσα μελέτη χρησιμοποιήθηκαν οι εξισώσεις που δίνονται από την Ashrae.

Πίνακας 3.1

Θερμοκρασία διαλύματος T_{sol} ($^{\circ}\text{C}$)	Περιεκτικότητα διαλύματος X (%)	Ενθαλπία διαλύματος H (KJ/Kg)	
		Ashrae	Y. Kaita
20	45	33.745	36.920
	50	38.265	42.700
	55	52,341	57,293
	60	77,153	81,603
	65	110,041	116,535
50	45	102,818	105,710
	50	103,918	107,436
	55	114,328	117,975
	60	134,993	138,231
	65	163,713	169,108
100	45	219,454	222,47
	50	214,210	217,374
	55	217,983	221,090
	60	231,502	234,523
	65	253,237	258,578
150	45	337,985	341,868
	50	325,590	329,867
	55	322,068	326,679
	60	328,146	333,208
	65	342,851	350,358

Παρακάτω παρουσιάζεται η γραφική απεικόνιση της ενθαλπίας συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης του διαλύματος σε LiBr για διάφορες θερμοκρασίες του διαλύματος.



Εικόνα 3.5. Διάγραμμα Ενθαλπίας – Περιεκτικότητας για διάλυμα Βρωμιούχο Λίθιο LiBr – Νερό H₂O

Για τον υπολογισμό όλων των θερμοδυναμικών μεγεθών, σε κάθε σημείο του ψυκτικού κύκλου, χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις που δίνονται από την Ashrae (2001). Οι εξισώσεις υπολογίζουν την θερμοκρασία του διαλύματος t_{sol} , την θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου (νερού) t' και την πίεση P . Οι εξισώσεις απεικονίζονται και γραφικά στο διάγραμμα της εικόνας 3.6.

$$t_{sol} \text{ (}^\circ\text{C)} = \sum_0^3 B_n \cdot X^n + t' \cdot \sum_0^3 A_n \cdot X^n \tag{3.38}$$

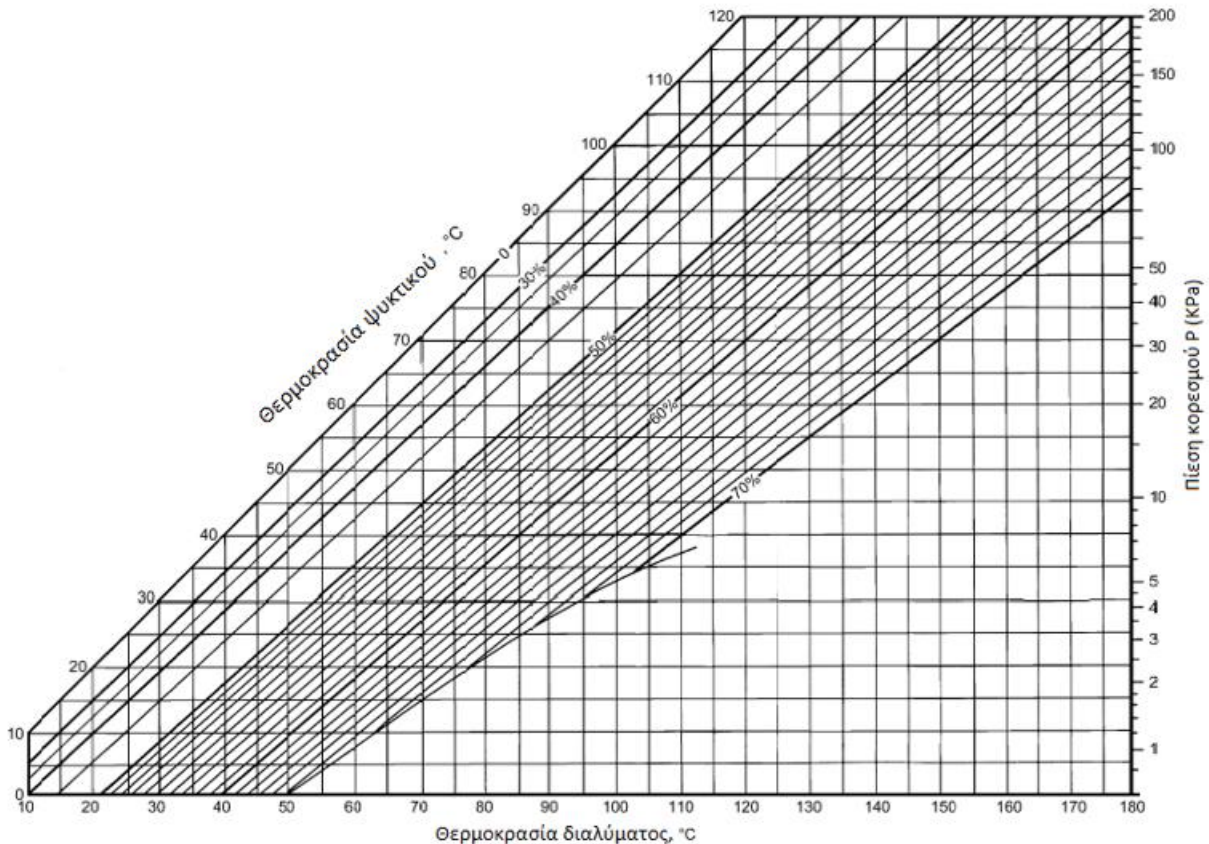
$$t' \text{ (}^\circ\text{C)} = \frac{t_{sol} - \sum_0^3 B_n \cdot X^n}{\sum_0^3 A_n \cdot X^n} \tag{3.39}$$

$$\log P \text{ (KPa)} = C + \frac{D}{T'} + \frac{E}{T'^2}, \quad T' = K \tag{3.40}$$

$$T' \text{ (K)} = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log P)]^{0.5}} \tag{3.41}$$

όπου,

$A_0 = -2,00755$	$B_0 = 124,937$	$C = 7,05$
$A_1 = 0,16976$	$B_1 = -7,71649$	$D = -1596,49$
$A_2 = -3,133362E-03$	$B_2 = 0,152286$	$E = -104095,5$
$A_3 = 1,97668E-05$	$B_3 = -7,95090E-04$	



Εικόνα 3.6. Διάγραμμα θερμοδυναμικών μεγεθών

3.2.5. Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή

Σημαντικό ρόλο στην προσομοίωση, αποτελεί η εναλλαγή θερμότητας μεταξύ του θερμού ρευστού που εισέρχεται στον αναγεννητή (από το δοχείο αποθήκευσης) και του διαλύματος LiBr-H₂O που βρίσκεται στο εσωτερικό του αναγεννητή. Το ζεστό ρευστό του δοχείου αποθήκευσης, εισέρχεται στον αναγεννητή προσδίδοντας θερμότητα σε αυτόν. Η θερμότητα αυτή περιγράφεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Q_G = m_h \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3.42)$$

Μια σημαντική παραδοχή που έγινε αφορά την παροχή του ζεστού ρεύματος m_h , η οποία επιλέχθηκε να ισούται με 1 kg/s. Η παράμετρος αυτή καθορίζει το μέγιστο φορτίο ψύξης. Η μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή μπορεί να περιγραφεί και με την εξίσωση 3.43, η οποία λαμβάνει υπόψη και την θερμοκρασία του αναγεννητή T_G . Η εξίσωση αυτή είναι πολύ σημαντική, διότι αποτελεί την συσχέτιση των δύο επιμέρους συστημάτων, του δοχείου αποθηκείσεως και του ψύκτη απορρόφησης.

$$Q_G = (UA)_G \cdot \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_G}{T_{h,out} - T_G}\right)} \quad (3.43)$$

3.2.6. Ενεργειακή ανάλυση

Για την αξιολόγηση του συστήματος χρησιμοποιούνται διάφοροι ενεργειακοί δείκτες. Ο πιο σημαντικός είναι ο συντελεστής απόδοσης COP του ψύκτη απορρόφησης, ο οποίος ορίζεται ως το πηλίκο της ψύξης προς την εισερχόμενη θερμότητα:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (3.44)$$

Ο ηλιακός συντελεστής απόδοσης SCOP ορίζεται ως το πηλίκο της ψύξης προς τη διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια:

$$SCOP = \frac{Q_E}{Q_S} \quad (3.45)$$

Οι παραπάνω δείκτες μπορούν να οριστούν και για την καθημερινή λειτουργία του συστήματος από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$COP_D = \frac{D_E}{D_G} \quad (3.46)$$

$$SCOP_D = \frac{D_E}{D_{sol}} \quad (3.47)$$

Ο μέσος ημερήσιος θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών $n_{th,D}$ μπορεί να υπολογιστεί από τη παρακάτω σχέση:

$$n_{th,D} = \frac{D_u}{D_{sol}} \quad (3.48)$$

Οι ημερήσιες παράμετροι που αναφέρονται στους παραπάνω βαθμούς απόδοσης, περιγράφονται στις εξισώσεις 3.49 – 3.52. Πιο συγκεκριμένα, περιγράφεται η ημερήσια χρήσιμη ενέργεια από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών D_u , το ημερήσιο ψυκτικό φορτίο D_E , η ημερήσια εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή D_G , καθώς επίσης και η ημερήσια διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια D_s .

$$D_u = \int_{day} Q_u \cdot dt \quad (3.49)$$

$$D_E = \int_{day} Q_E \cdot dt \quad (3.50)$$

$$D_G = \int_{day} Q_G \cdot dt \quad (3.51)$$

$$D_s = \int_{day} Q_s \cdot dt \quad (3.52)$$

3.2.7. Εξεργειακή ανάλυση

Η εξέργεια είναι το δυναμικό του χρήσιμου έργου ενός συστήματος σε δεδομένη κατάσταση. Επίσης, καλείται σαν διαθεσιμότητα ή διαθέσιμη ενέργεια, ενώ το τμήμα της ενέργειας που δεν είναι δυνατόν να μετατραπεί σε έργο καλείται μη διαθέσιμη ενέργεια ή ανέργεια. Η εξεργειακή ανάλυση του υπό μελέτη συστήματος είναι πολύ σημαντική, προκειμένου να σχεδιαστεί σωστά ελαχιστοποιώντας τη γένεση της εντροπίας στις μεταβολές. Η ποσότητα εξέργειας E ενός ρεύματος θερμότητας Q με θερμοκρασία T , είναι ίση με το μέγιστο δυνατό έργο που μπορεί να παραχθεί σε ένα κύκλο Carnot που λειτουργεί σε θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb} .

$$E = Q \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T}\right) \quad (3.53)$$

Οι παρακάτω εξισώσεις περιγράφουν την εξέργεια στον ατμοποιητή και στον αναγεννητή [18]:

$$E_E = Q_E \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_E} - 1\right) \quad (3.54)$$

$$E_G = Q_G \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_G}\right) \quad (3.55)$$

Η εξέργεια της ηλιακής ενέργειας δεν υπολογίζεται με τον ίδιο τρόπο, επειδή δεν είναι πηγή θερμότητας, αλλά πηγή ακτινοβολίας. Η πιο αποδεκτή σχέση για τον υπολογισμό της ποσότητας αυτής, αποτελεί η εξίσωση 3.56 την οποία πρότεινε ο Petela. Η θερμοκρασία του ηλίου T_{sun} στην εξίσωση που δίνεται, είναι 5770 K και είναι η θερμοκρασία του ηλίου στο εξωτερικό του στρώμα [18,21].

$$E_s = A \cdot G_T \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right) + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right)^4\right] \quad (3.56)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι η αναλογία της χρήσιμης εξεργειας εξόδου προς την εξεργεια εισόδου. Οι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης του ψύκτη και του συστήματος δίνονται στις ακόλουθες σχέσεις [18]:

$$n_{ex,ch} = \frac{E_E}{E_G} \quad (3.57)$$

$$n_{ex,sys} = \frac{E_E}{E_{sol}} \quad (3.58)$$

Οι αντίστοιχες ποσότητες για την ημερήσια λειτουργία μπορούν επίσης να οριστούν. Η εξίσωση 3.59 εκφράζει τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη, ενώ η εξίσωση 3.60 ολόκληρου του συστήματος.

$$n_{ex,ch,D} = \frac{Z_E}{Z_G} \quad (3.59)$$

$$n_{ex,sys,D} = \frac{Z_E}{Z_{sol}} \quad (3.60)$$

Οι ημερήσιες παράμετροι που αναφέρονται στους παραπάνω βαθμούς απόδοσης, περιγράφονται στις εξισώσεις 3.61 – 3.63. Πιο συγκεκριμένα, περιγράφεται η ημερήσια εξεργεια ψύξης Z_E , η ημερήσια εξεργεια εισόδου στην γεννήτρια Z_G και η εξεργεια εισόδου από την ηλιακή ενέργεια Z_s .

$$Z_E = \int_{day} E_E \cdot dt \quad (3.61)$$

$$Z_G = \int_{day} E_G \cdot dt \quad (3.62)$$

$$Z_s = \int_{day} E_s \cdot dt \quad (3.63)$$

3.2.8. Οικονομική ανάλυση

Από την ενεργειακή και την εξεργειακή ανάλυση προκύπτουν οι βέλτιστες περιπτώσεις, δηλαδή για κάθε όγκο δοχείου αποθήκευσης νερού αντιστοιχεί μια βέλτιστη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών. Στην συνέχεια γίνεται μια οικονομική αξιολόγηση των προαναφερθέντων περιπτώσεων, έτσι ώστε να βρεθεί η πιο συμφέρουσα οικονομικά περίπτωση για το σύστημα της ηλιακής ψύξης. Όλες οι περιπτώσεις αναλύονται σαν ξεχωριστές επενδύσεις και υπολογίζονται διάφοροι οικονομικοί δείκτες, για την εξαγωγή των συμπερασμάτων. Ο πρώτος δείκτης είναι η καθαρή παρούσα αξία NPV, ο οποίος δείχνει την παρούσα αξία της επένδυσης, λαμβάνοντας υπόψη τα μελλοντικά κέρδη κατά την διάρκεια ζωής του ψύκτη (M έτη).

$$NPV = -C_0 + \sum_{j=1}^M \frac{CF_{net}}{(1+r)^j} \quad (3.64)$$

Το αρχικό κόστος επένδυσης C_0 είναι το άθροισμα των επιμέρους δαπανών, του ψύκτη, του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών και του δοχείου αποθήκευσης νερού. Η εξίσωση 3.65 περιγράφει τον τρόπο με τον οποίο υπολογίζεται το αρχικό κόστος του κεφαλαίου σε κάθε περίπτωση:

$$C_0 = K_{ch} \cdot Q_E + K_{ETC} \cdot A + K_{tank} \cdot V \quad (3.65)$$

Τα ετήσια κέρδη CF_{net} υπολογίζονται ως κέρδη από την παραγωγή ψύξης μείον τις δαπάνες για την συντήρηση και λειτουργία του συστήματος:

$$CF_{net} = K_{ref} \cdot Y_{ref} - K_{O\&M} \cdot C_0 \quad (3.66)$$

Το κόστος ψύξης K_{ref} μπορεί να υπολογιστεί ως ο λόγος της ηλεκτρικής ενέργειας K_{el} προς τον μέσο COP ενός συμβατικού ψύκτη που λειτουργεί με συμπίεση ατμών [22].

$$K_{ref} = \frac{K_{el}}{COP_m} \quad (3.67)$$

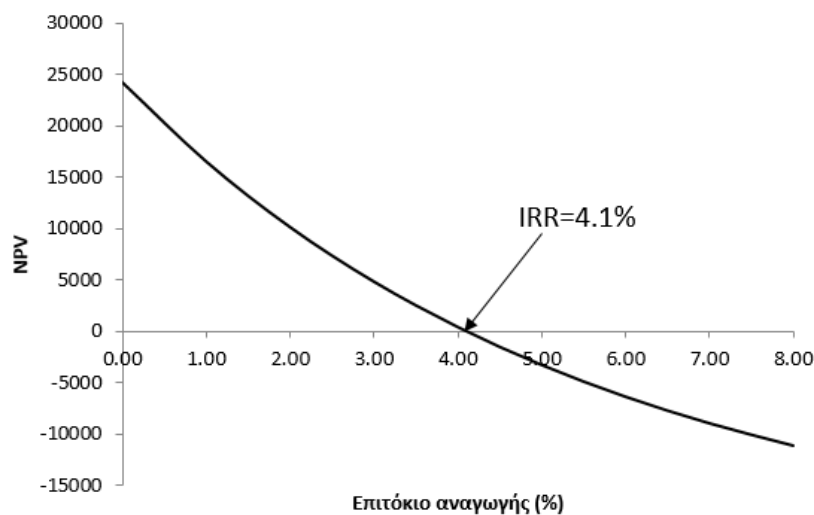
Σύμφωνα με την τιμή της καθαρής παρούσας αξίας, αποδεικνύεται αν είναι συμφέρουσα ή όχι η επένδυση.

Εάν $NPV > 0$ → Συμφέρουσα επένδυση

Εάν $NPV = 0$ → Οριακή αποδοτικότητα

Εάν $NPV < 0$ → μη συμφέρουσα επένδυση.

Υπολογίζοντας την καθαρή παρούσα αξία NPV για διαφορετικές τιμές του επιτοκίου αναγωγής r , υπολογίζεται το επιτόκιο για το οποίο μηδενίζεται η NPV. Το μοναδικό αυτό επιτόκιο ονομάζεται Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης της επένδυσης IRR και απεικονίζεται με ένα παράδειγμα στην εικόνα 3.7.



Εικόνα 3.7. Παράδειγμα υπολογισμού του οικονομικού δείκτη IRR

Μια άλλη σχέση που δίνει τον εσωτερικό συντελεστή απόδοσης IRR είναι η ακόλουθη:

$$IRR = \frac{CF_{net}}{C_0} \cdot \left[1 - \frac{1}{(1+IRR)^M} \right] \quad (3.68)$$

Ο IRR δείχνει την μέγιστη προσδοκία που μπορεί να έχει κάποιος για την συγκεκριμένη επενδυτική επιλογή. Συγκρίνοντας τον IRR που προκύπτει με το επιτόκιο του ταμειυτηρίου που ισχύει σήμερα στην τραπεζική αγορά, φαίνεται αν η επένδυση είναι συμφέρουσα η όχι. Μια καλύτερη προσέγγιση είναι η πρόσθεση 2-3% στο επιτόκιο του ταμειυτηρίου και μετά να γίνει η σύγκριση. Αυτή η αύξηση δηλώνει το ρίσκο και την αβεβαιότητα που αναλαμβάνει κάποιος που αποσύρει τα χρήματα του από το ταμειυτήριο για να τα τοποθετήσει σε μια επένδυση. Αν το άθροισμα του επιτοκίου του ταμειυτηρίου και της προσαύξησης λόγω ρίσκου είναι X, τότε:

Εάν $IRR > X$ → Συμφέρουσα επένδυση

Εάν $IRR = X$ → Οριακή αποδοτικότητα

Εάν $IRR < X$ → μη συμφέρουσα επένδυση.

Μεταξύ διαφορετικών επενδυτικών επιλογών, προτείνεται για υλοποίηση αυτή με τον μεγαλύτερο IRR.

Οι επόμενοι δύο οικονομικοί δείκτες είναι η απλή περίοδος αποπληρωμής SPP και η περίοδος αποπληρωμής PP. Οι δείκτες αυτοί δείχνουν τα χρόνια που απαιτούνται προκειμένου να καλυφθεί το αρχικό κόστος της επένδυσης. Η απλή περίοδος αποπληρωμής SPP υποθέτει ότι τα ετήσια κέρδη είναι σταθερά με την πάροδο των χρόνων, ενώ η περίοδος αποπληρωμής PP λαμβάνει υπόψη τη μείωση της αξίας των ετήσιων κερδών. Για τον λόγο αυτό η περίοδος αποπληρωμής PP εμφανίζεται σαν καλύτερος δείκτης για την αξιολόγηση της επένδυσης. Οι δύο δείκτες περιγράφονται παρακάτω:

$$SPP = \frac{C_0}{CF_{net}} \quad (3.69)$$

$$PP = \frac{\ln\left(\frac{CF_{net}}{CF_{net}-C_0 \cdot r}\right)}{\ln(1+r)} \quad (3.70)$$

3.3. Μεθοδολογία, δεδομένα προσομοίωσης

Στην παρούσα παράγραφο θα αναλυθεί η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για την δυναμική προσομοίωση του συστήματος, αλλά και ο τρόπος που αξιολογήθηκαν όλες οι περιπτώσεις.

3.3.1. Μεθοδολογία για την δυναμική προσομοίωση

Στην παράγραφο αυτή, περιγράφεται η μεθοδολογία αυτής της μελέτης για τον υπολογισμό της ημερήσιας απόδοσης του συστήματος. Οι εξισώσεις που περιγράφονται στην ενότητα 3.2 χρησιμοποιήθηκαν για την ανάπτυξη του κώδικα, το οποίο γράφτηκε στην γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN. Στο δυναμικό αυτό μοντέλο, επιλέχθηκε ένα μικρό χρονικό βήμα 240 sec, μετά από μια ανάλυση ευαισθησίας. Τα αρχικά επίπεδα θερμοκρασίας σε όλα τα υποσυστήματα έχουν επιλεγεί τυχαία. Το σύστημα λύνεται με αυτές τις αρχικές τιμές για πολλές μέρες συνεχόμενες, αλλά με τις ίδιες καιρικές συνθήκες, μέχρι να συγκλίνει. Με την σύγκλιση

του συστήματος αποθηκεύονται όλα τα αποτελέσματα που θα χρησιμοποιηθούν για την αξιολόγηση των διαφόρων περιπτώσεων. Πρακτικά, αυτή η μεθοδολογία λύνει το ημιμόνιμο πρόβλημα σε κάθε χρονικό βήμα.

Οι διαφορικές εξισώσεις στην μοντελοποίηση του δοχείου αποθήκευσης νερού (3.11 – 3.13) διακριτοποιούνται σύμφωνα με την σχέση 3.71:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T^{new} - T^{old}}{\Delta t} \quad (3.71)$$

Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι η παροχή μάζας στο ασθενές διάλυμα m_w έχει διατηρηθεί σταθερή κατά την διάρκεια της ημερήσιας προσομοίωσης.

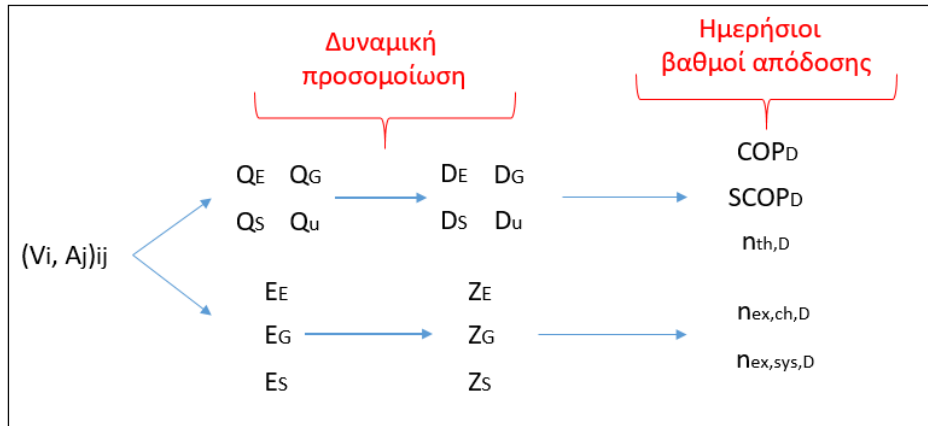
Αρχικά εξετάστηκαν πολλές περιπτώσεις. Οι μεταβλητές που άλλαζαν ανάλογα με την περίπτωση ήταν ο όγκος του δοχείου αποθήκευσης V και η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών A_c . Εξετάστηκαν 6 δοχεία αποθήκευσης (6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 m^3). Για κάθε δοχείο εξετάστηκαν 19 επιφάνειες των ηλιακών συλλεκτών, από 150 έως 600 m^2 με βήμα 25 m^2 . Για κάθε περίπτωση, υπολογίζονται οι ενεργειακοί και εξεργειακοί δείκτες. Πιο συγκεκριμένα, σε κάθε χρονικό βήμα, υπολογίζονται το παραγόμενο ψυκτικό φορτίο Q_E , η εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή Q_G , η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια Q_S , η χρήσιμη ενέργεια από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών Q_u , εξέργεια στον ατμοποιητή E_E , η εξέργεια στον αναγεννητή E_G και η εξέργεια της ηλιακής ενέργειας E_S . Από αυτές τις ποσότητες προκύπτουν οι αντίστοιχες ημερήσιες, από τις οποίες υπολογίζονται διάφοροι βαθμοί απόδοσης (ενεργειακοί και εξεργειακοί). Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι για το δοχείο αποθήκευσης με όγκο 6 m^3 , η συλλεκτική επιφάνεια εξετάστηκε μέχρι τα 425 m^2 , διότι οι μεγαλύτερες επιφάνειες οδηγούσαν σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες και τα αποτελέσματα που προκύπτανε δεν ήταν αποδεκτά από το σύστημα (δεν συνέκλινε).

Για κάθε δοχείο αποθήκευσης (κάθε όγκο), η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών που μεγιστοποιεί τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος $\eta_{ex,sys,D}$, επιλέγεται ως βέλτιστη. Έτσι, οι έξι βέλτιστοι συνδυασμοί (όγκος δοχείου και επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών) επιλέγονται ως οι πλέον κατάλληλες λύσεις. Στο επόμενο στάδιο, αυτές οι έξι βέλτιστες περιπτώσεις εξετάζονται οικονομικά (υπολογισμός NPV, IRR, SPP, PP). Η περίπτωση με τον μεγαλύτερο δείκτη NPV είναι η καλύτερη επιλογή για το εξεταζόμενο σύστημα. Πρακτικά, αυτή η μεθοδολογία οδηγεί στην πιο οικονομικά βέλτιστη επιλογή και συγχρόνως έχει υψηλό εξεργειακό βαθμό απόδοσης, γεγονός που αποδεικνύει την ελαχιστοποίηση των μη αντιστρέψιμων μεταβολών. Υπενθυμίζεται ότι, η εξέργεια είναι το τμήμα της ενέργειας που είναι μετατρέψιμο σε όλες τις άλλες μορφές ενέργειας.

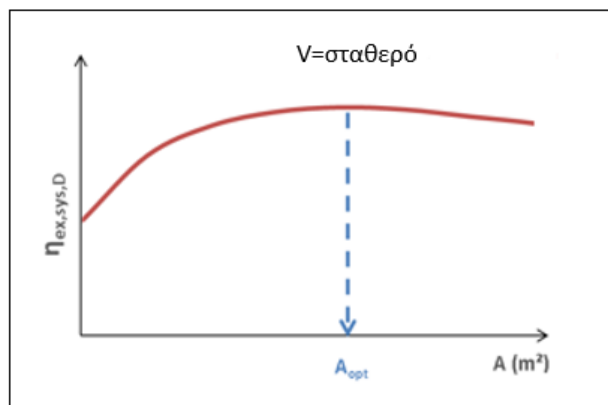
Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι στην ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση, χρησιμοποιήθηκαν τα δεδομένα του καιρού για μια τυπική μέρα του καλοκαιριού. Ενώ, στην οικονομική ανάλυση, χρησιμοποιήθηκαν οι μέσες μέρες για κάθε μήνα της θερινής περιόδου (Μάιο μέχρι Σεπτέμβριο), προκειμένου να υπολογιστεί η ετήσια παραγωγή ψυκτικού φορτίου με μεγαλύτερη ακρίβεια.

Στην επόμενη σελίδα απεικονίζεται και σχηματικά η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε, για την εύρεση της βέλτιστης λύσης για το ηλιακό σύστημα που μελετήθηκε.

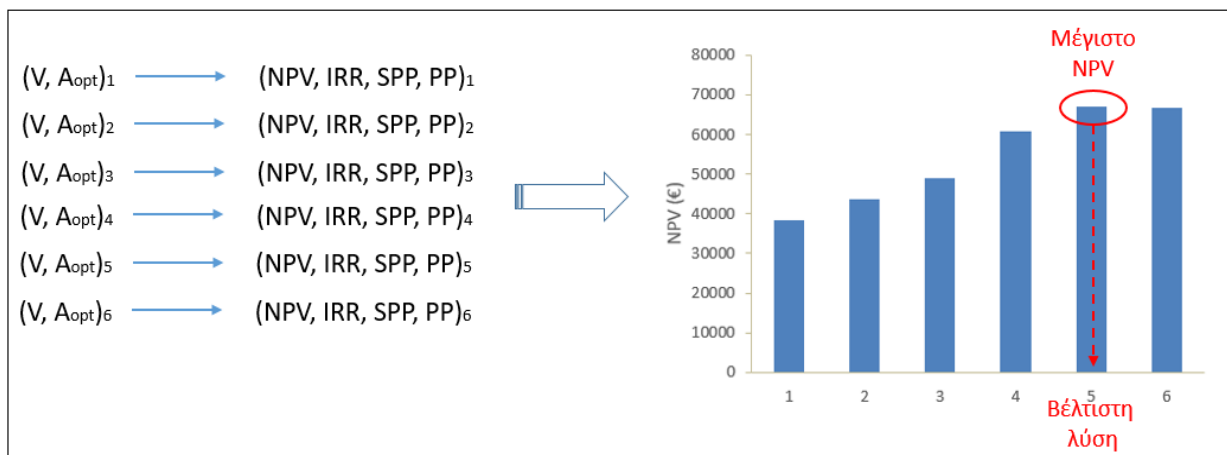
Βασικοί υπολογισμοί (ενεργειακοί και εξεργειακοί)
για όλα τις εξεταζόμενες περιπτώσεις



Εύρεση της βέλτιστης επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών για κάθε όγκο αποθήκευσης, σύμφωνα με τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος



Οικονομική αξιολόγηση των βέλτιστων εξεργειακά περιπτώσεων



Εικόνα 3.8. Μεθοδολογία για τον υπολογισμό όλων των εξεταζόμενων περιπτώσεων και την εύρεση της βέλτιστης

3.3.2. Αναλυτική περιγραφή του κώδικα

Σε αυτή την παράγραφο παρουσιάζονται τα βήματα που ακολουθήθηκαν για τον σχεδιασμό του προγράμματος, το οποίο γράφτηκε στη γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN.

Βήμα 1

Αρχικά, δηλώθηκαν όλες οι μεταβλητές σε μορφή πινάκων. Οι πίνακες αυτοί αποτελούνται από μια στήλη και 'N' γραμμές. Η παράμετρος 'N' καθορίζεται από το χρονικό βήμα που επιλέγεται. Το πρώτο κελί αφορά την χρονική στιγμή 0 sec, το δεύτερο κελί αφορά την χρονική στιγμή (0+Δt) sec, φτάνοντας μέχρι το τελευταίο κελί που αντιστοιχεί στην χρονική στιγμή 86400 sec, που σημαίνει και το τέλος της ημέρας. Στην εικόνα 3.9 παρουσιάζονται η μορφή των πινάκων δύο μεταβλητών.

$G_T(t)$	$T_{st1}(t)$
$G_T(0)$	$T_{st1}(0)$
$G_T(0+\Delta t)$	$T_{st1}(0+\Delta t)$
•	•
•	•
•	•
•	•
•	•
$G_T(86400)$	$T_{st1}(86400)$

Εικόνα 3.9. Οι μεταβλητές σε μορφή πινάκων

Βήμα 2

Ακολούθως, δημιουργήθηκαν τα αρχεία στα οποία αποθηκεύονται τα αποτελέσματα. Δημιουργήθηκαν συνολικά 14 αρχεία:

1. Καιρικές συνθήκες (T_{amb} και G_T)
2. Θερμοδυναμικά στοιχεία όλων των σημείων του ψυκτικού κύκλου ($T - P - H - X$)
3. Ενεργειακά μεγέθη του ψύκτη ($COP - Q_G - Q_E - Q_A - Q_C$)
4. Παροχές μάζας στο ψύκτη ($m_w - m_{str} - m_r$)
5. Ψηλή και χαμηλή πίεση κατά τη λειτουργία του ψύκτη (P_C και P_E)
6. Θερμοκρασίες στο εσωτερικό του δοχείου αποθήκευσης νερού ($T_{st,i}$, $i=1,5$)
7. Θερμοκρασία ζεστού ρευστού κατά την είσοδο στον αναγεννητή, καθώς και η θερμοκρασία του κατά την έξοδο του από αυτόν ($T_{h,in} - T_{h,out}$)
8. Παρουσίαση της σύγκλισης του προγράμματος
9. Στοιχεία για το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών ($Q_u - n_{th} - T_{c,out} - T_{c,in}$)

10. Ημερήσιοι ενεργειακοί δείκτες ($D_E - D_S - D_G - SCOP_D - COP_D - \eta_{th,D}$)
11. Στιγμιαίοι εξεργειακοί δείκτες ($E_E - E_G - E_S$)
12. Ημερήσιοι εξεργειακοί δείκτες ($X_E - X_S - X_G - \eta_{ex,ch,D} - \eta_{ex,sys,D}$)
13. Βελτιστοποίηση (για κάθε περίπτωση $[V_i, A_j]_{ij}$ αποθηκεύονται οι ημερήσιοι εξεργειακοί δείκτες $\eta_{ex,ch,D}$ και $\eta_{ex,sys,D}$)
14. Βελτιστοποίηση (διάρκεια που δουλεύει ο ψύκτης κατά την διάρκεια της ημέρας για κάθε περίπτωση $[V_i, A_j]_{ij}$)

Βήμα 3

Επιλέγεται το χρονικό βήμα Δt και η ημέρα του έτους που θα ληφθούν τα δεδομένα για τον καιρό. Μετά από ανάλυση ευαισθησίας που έγινε, επιλέχθηκε σαν χρονικό βήμα $\Delta t = 240 \text{ sec}$, ενώ η μελέτη έγινε για μία μέση μέρα του καλοκαιριού, δηλαδή την 17^η Ιουλίου. Με βάση τις σχέσεις της παραγράφου 3.2.1, υπολογίζονται η θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb} και η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών G_T σε κάθε χρονική στιγμή 't' (όπου $t = 0,86400 \text{ sec}$ με χρονικό βήμα Δt).

Βήμα 4

Στο σημείο αυτό ξεκινάει ο υπολογισμός της κάθε περίπτωσης. Για κάθε όγκο δοχείου V μελετώνται διάφορες συλλεκτικές επιφάνειες A_c . Δίνονται τυχαίες αρχικές τιμές στις θερμοκρασίες που αφορούν το δοχείο αποθήκευσης νερού, έτσι ώστε να ξεκινήσουν οι υπολογισμοί. Προφανώς, τα αποτελέσματα της 1^{ης} μέρας υπολογισμού θα είναι λανθασμένα, λόγω των αρχικών τιμών που επιλέχθηκαν. Για το λόγο αυτό το πρόγραμμα λύνεται για πολλές μέρες συνεχόμενες (με τα ίδια δεδομένα του καιρού) μέχρι να συγκλίνει.

Βήμα 5

Αφού δηλώθηκαν οι τιμές των παραμέτρων για την χρονική στιγμή $t=0$, το πρόγραμμα συνεχίζει στην επόμενη χρονική στιγμή $t+\Delta t$. Λύνεται το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών και το δοχείο αποθήκευσης νερού, με βάση τις σχέσεις της παραγράφου 3.2.2 και 3.2.3.

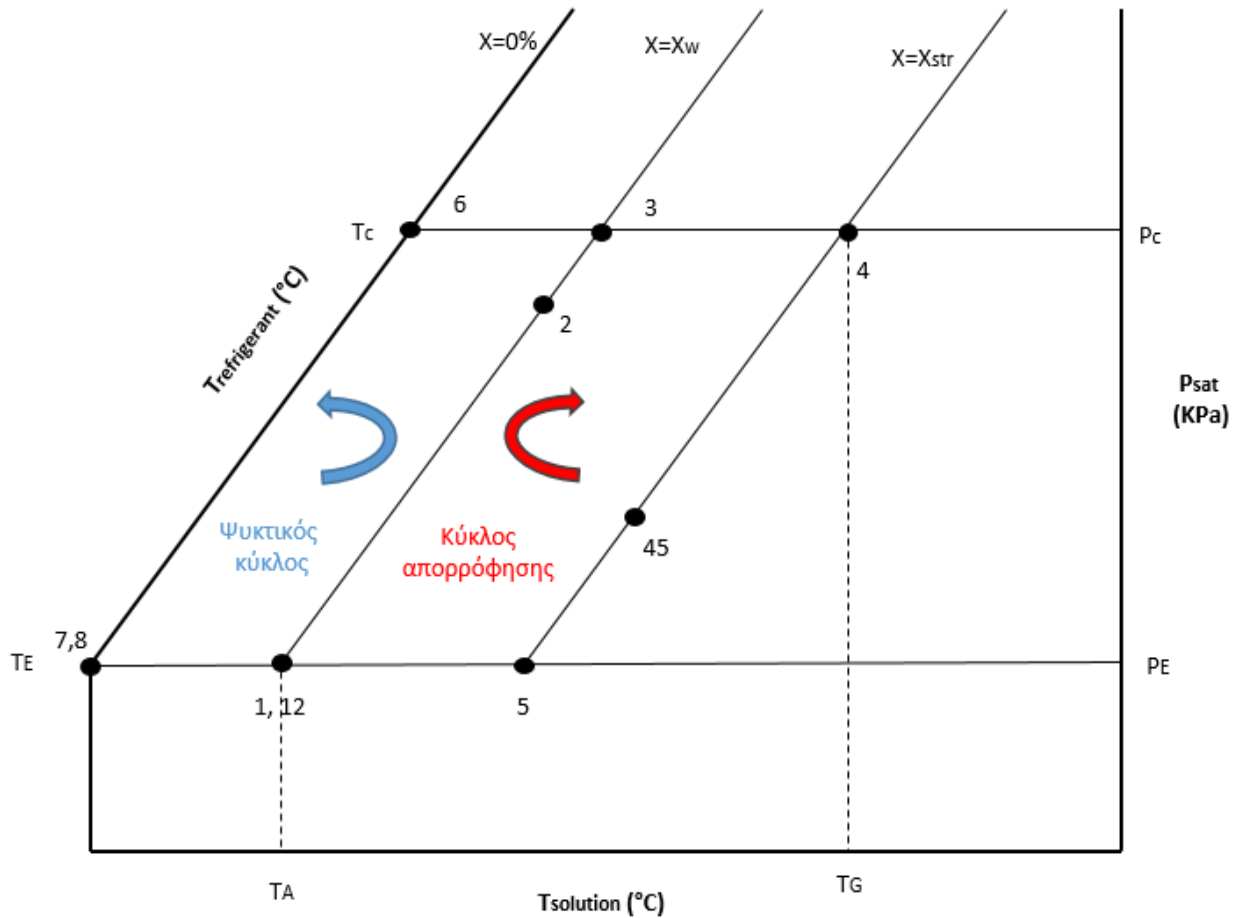
Βήμα 6

Στο σημείο αυτό ξεκινάει η επίλυση του ψύκτη, αφού έχει υπολογιστεί η θερμοκρασία του ζεστού ρευστού που εξέρχεται από το δοχείο αποθήκευσης νερού και εισέρχεται στον αναγεννητή $T_{h,in}$. Αρχικά δίνονται τα δεδομένα του συστήματος:

- Η θερμοκρασία ψύξης T_E θεωρείται σταθερή και ίση με $10 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Η θερμοκρασία του συμπυκνωτή T_C και του απορροφητή T_A είναι σε κάθε χρονική στιγμή κατά $10 \text{ }^\circ\text{C}$ μεγαλύτερη της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος.
- Η παροχή του ασθενούς διαλύματος m_w διατηρείται σταθερή και ίση με 0.4 kg/sec .
- Ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη του διαλύματος ισούται με 0.6 .

Ο υπολογισμός των θερμοδυναμικών μεγεθών όλων των σημείων του κύκλου περιγράφεται στα επόμενα βήματα. Προτού γίνει αυτή η περιγραφή, παρουσιάζεται στην εικόνα 3.10 ένα χρήσιμο

διάγραμμα. Γενικά σε ένα μονοβάθμιο ψύκτη με εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος, ο ψυκτικός κύκλος και ο κύκλος απορρόφησης περιγράφεται από αυτό το διάγραμμα.



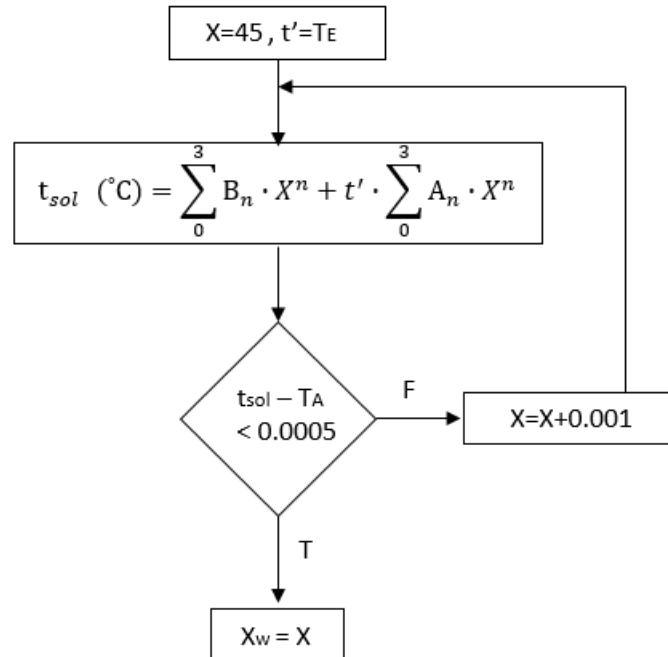
Εικόνα 3.10. Διάγραμμα ψυκτικού κύκλου και κύκλου απορρόφησης

Βήμα 7

Με δεδομένη τη θερμοκρασία ψύξης T_E και τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή T_C , υπολογίζεται η χαμηλή πίεση λειτουργίας P_E και η υψηλή πίεση λειτουργίας P_C , από τη σχέση 3.40.

Βήμα 8

Η περιεκτικότητα του ασθενούς διαλύματος προσδιορίζεται από τη σχέση 3.38. Η σχέση αυτή συνδέει την θερμοκρασία του διαλύματος με την περιεκτικότητά του, αλλά και με τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου. Το σημείο 1 περιέχει ασθενές διάλυμα και έχει την θερμοκρασία του απορροφητή. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα της εικόνας 3.10 το σημείο 1 βρίσκεται πάνω στην ευθεία που περιγράφει την θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου, που είναι επίσης γνωστή (T_E). Άρα, ο μόνος άγνωστος όρος στην σχέση 3.38 είναι η περιεκτικότητα του ασθενούς διαλύματος, ο οποίος υπολογίζεται με επαναληπτική διαδικασία που απεικονίζεται στην εικόνα 3.11.



Εικόνα 3.11. Επαναληπτική διαδικασία για τον υπολογισμό της περιεκτικότητας του ασθενούς διαλύματος

Βήμα 9

Το σημείο 3 βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού και έχει την υψηλή πίεση, ίση με αυτή του συμπυκνωτή. Η θερμοκρασία του υπολογίζεται από την σχέση 3.38. Η ενθαλπία του σημείου προσδιορίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$h = c_{p,νερού} \cdot (T_{sat} - 0) + L(T_{sat}) + c_{p,ατμού} \cdot (T - T_{sat}) \quad (3.72)$$

όπου,

$$C_{p,νερού} = 4.19 \text{ KJ/KgK}$$

$$C_{p,ατμού} = 1.92 \text{ KJ/KgK}$$

Ο πρώτος όρος περιγράφει την υγρή φάση, ο δεύτερος την λανθάνουσα θερμότητα και ο τρίτος την υπερθέρμανση. Η θερμοκρασία κορεσμού T_{sat} αντιστοιχεί στην θερμοκρασία του συμπυκνωτή T_C . Η λανθάνουσα θερμότητα L προσδιορίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$L(\text{KJ/Kg}) = \sqrt{6254829 - 11742 \cdot T_{sat} + 6,3368 \cdot T_{sat}^2 - 0,04924 \cdot T_{sat}^3} \quad (3.73)$$

Βήμα 10

Στο βήμα αυτό, γίνεται μια υπόθεση για την θερμοκρασία του αναγεννητή T_G (αρχική τιμή). Το σημείο 4 περιέχει ισχυρό διάλυμα και έχει την θερμοκρασία του αναγεννητή. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα της εικόνας 3.10 το σημείο 4 βρίσκεται πάνω στην ευθεία της θερμοκρασίας του

ψυκτικού μέσου στον συμπυκνωτή (T_C). Άρα, ο μόνος άγνωστος όρος στην σχέση 3.38 είναι η περιεκτικότητα του ισχυρού διαλύματος, ο οποίος υπολογίζεται με επαναληπτική διαδικασία, όμοια με αυτή του ασθενούς διαλύματος που έχει περιγραφεί στο βήμα 8. Σημείωση: τα αποτελέσματα στην συνέχεια δεν θα είναι τα σωστά, αφού έχει υποθεθεί η θερμοκρασία στον αναγεννητή. Με επαναληπτική διαδικασία που περιγράφεται παρακάτω προσδιορίζονται τα σωστά θερμοδυναμικά μεγέθη όλων των σημείων του ψυκτικού κύκλου.

Βήμα 11

Το σημείο 6 βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού και σε υψηλή πίεση, αυτήν του συμπυκνωτή. Επίσης, έχει την θερμοκρασία του συμπυκνωτή. Η ενθαλπία του υπολογίζεται από την σχέση:

$$h = c_{p,νερού} \cdot (T_C) \quad (3.74)$$

Βήμα 12

Το σημείο 7 βρίσκεται στην διφασική περιοχή και στην χαμηλή πίεση, αυτήν του ατμοποιητή. Η θερμοκρασία του είναι ίση με τη θερμοκρασία του ατμοποιητή, ενώ η ενθαλπία του είναι ίση με αυτή του σημείου 6, λόγω ισηνθαλπική πτώσης στην εκτονωτική βαλβίδα.

Βήμα 13

Το σημείο 8 βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και στην χαμηλή πίεση, αυτήν του ατμοποιητή. Η θερμοκρασία του είναι ίση με τη θερμοκρασία του ατμοποιητή, ενώ η ενθαλπία του προσδιορίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$h = c_{p,νερού} \cdot (T_{sat} - 0) + L(T_{sat}) \quad (3.75)$$

Η θερμοκρασία κορεσμού T_{sat} αντιστοιχεί στην θερμοκρασία του ατμοποιητή T_E . Η λανθάνουσα θερμότητα L προσδιορίζεται από την σχέση 3.73.

Βήμα 14

Το σημείο 1 περιέχει ασθενές διάλυμα και βρίσκεται στην χαμηλή πίεση. Η θερμοκρασία του είναι ίση με την θερμοκρασία του απορροφητή. Η ενθαλπία του προσδιορίζεται από το διάγραμμα της εικόνας 3.5 ή από τη σχέση 3.37.

Βήμα 15

Το σημείο 12 περιέχει ασθενές διάλυμα και βρίσκεται στην υψηλή πίεση. Η θερμοκρασία του είναι ίση με την θερμοκρασία του σημείου 1, όπως και η ενθαλπία του.

Βήμα 16

Το σημείο 4 περιέχει ισχυρό διάλυμα και βρίσκεται στην υψηλή πίεση. Η θερμοκρασία του είναι ίση με τη θερμοκρασία του αναγεννητή. Η ενθαλπία του προσδιορίζεται από το διάγραμμα της εικόνας 3.5 ή από τη σχέση 3.37.

Βήμα 17

Το σημείο 45 περιέχει ισχυρό διάλυμα και βρίσκεται στην υψηλή πίεση. Η θερμοκρασία του μπορεί να υπολογιστεί από τον βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη του διαλύματος. Σύμφωνα με τη θεωρία, από τη πλευρά του ασθενούς διαλύματος ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη n_{hex} υπολογίζεται από την σχέση [23,24]:

$$n_{HEX} = \frac{T_4 - T_{45}}{T_4 - T_{12}} \quad (3.76)$$

Αντιθέτως, ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη βασιζόμενος στην πλευρά του ισχυρού διαλύματος ορίζεται ως [23,24]:

$$n_{HEX} = \frac{m_w \cdot c_{p1} \cdot (T_2 - T_1)}{m_{str} \cdot c_{p4} \cdot (T_4 - T_1)} \quad (3.77)$$

Επομένως, η θερμοκρασία του σημείου 45 υπολογίζεται από την σχέση 3.76, αφού οι υπόλοιποι όροι είναι γνωστοί. Η ενθαλπία του προσδιορίζεται από το διάγραμμα της εικόνας 3.5 ή από τη σχέση 3.37.

Βήμα 18

Το σημείο 5 περιέχει ισχυρό διάλυμα και βρίσκεται στη χαμηλή πίεση. Η ενθαλπία του είναι ίση με αυτή του σημείου 45, ενώ η θερμοκρασία του προσδιορίζεται από τη σχέση 3.38, για $X=X_{str}$ και θερμοκρασία ψυκτικού μέσου $t'=T_E$.

Βήμα 19

Το σημείο 2 περιέχει ασθενές διάλυμα και βρίσκεται στην υψηλή πίεση. Η ενθαλπία του υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση, η οποία προκύπτει από τις σχέσεις 3.27 και 3.28:

$$h_2 = h_1 + \frac{X_w}{X_{str}} \cdot (h_4 - h_{45}) \quad (3.78)$$

Η θερμοκρασία του σημείου 2 προκύπτει από τη ακόλουθη σχέση, που προκύπτει από τις σχέσεις 3.27 και 3.77:

$$n_{HEX} = \frac{X_{str} \cdot c_{p1} \cdot (T_2 - T_1)}{X_w \cdot c_{p4} \cdot (T_4 - T_1)} \quad (3.79)$$

Οι ειδικές θερμοχωρητικότητες C_p του ασθενούς και του ισχυρού διαλύματος δίνονται από τους ακόλουθους τύπους [24]:

$$C_{p1} = (\alpha_0 + \alpha_1 X_1) + (b_0 + b_1 X_1) T_1 \quad (3.80)$$

$$C_{p4} = (\alpha_0 + \alpha_1 X_4) + (b_0 + b_1 X_4) T_4 \quad (3.81)$$

Όπου,

$$\alpha_0 = 3.462023 \quad , \quad \alpha_1 = -2.679895 \times 10^{-2} \quad , \quad b_0 = 1.3499 \times 10^{-3} \quad , \quad b_1 = -6.55 \times 10^{-6}$$

Βήμα 20

Αφού έχουν υπολογιστεί τα θερμοδυναμικά μεγέθη σε όλα τα σημεία του κύκλου, γίνεται ένας έλεγχος, αφού πρέπει να ισχύουν οι παρακάτω περιορισμοί:

$$T_{45} > T_{12} \quad \text{και} \quad T_4 > T_2$$

Βήμα 21

Ο συντελεστής COP υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση, η οποία προέκυψε από τις σχέσεις 3.44, 3.21, 3.24, 3.26 και 3.27

$$COP = \frac{h_8 - h_7}{h_3 + \frac{X_w}{X_{str} - X_w} \cdot h_4 - \frac{X_{str}}{X_{str} - X_w} \cdot h_2} \quad (3.82)$$

Η θερμοκρασία του θερμού ρευστού που εξέρχεται από τον αναγεννητή για να επιστρέψει στο δοχείο αποθήκευσης νερού $T_{h,out}$ υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση, η οποία προέκυψε από τις σχέσεις 3.42 και 3.43:

$$T_{h,out} = T_G + (T_{h,in} - T_G) \cdot e^{-NTU} \quad , \quad NTU = \frac{UA}{m_h \cdot c_{p_h}} \quad (3.83)$$

Η εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή Q_G και η θερμότητα ψύξης Q_E υπολογίζονται από τις σχέσεις 3.42 και 3.44 αντίστοιχα. Από τις σχέσεις 3.21 και 3.26 προσδιορίζονται οι παροχές μάζας του ψυκτικού μέσου και του ισχυρού διαλύματος. Υπενθυμίζεται ότι η παροχή μάζας του ασθενούς διαλύματος παραμένει σταθερή. Εύκολα προσδιορίζονται οι εξερχόμενες θερμότητες στον ατμοποιητή Q_A και τον συμπυκνωτή Q_C από τις σχέσεις 3.22 και 3.23.

Βήμα 22

Από την εξίσωση 3.27 υπολογίζεται μια νέα τιμή για την περιεκτικότητα του ισχυρού διαλύματος X_{str}^{new} . Από την εξίσωση 3.38 υπολογίζεται μια νέα τιμή για την θερμοκρασία του αναγεννητή T_G^{new} , με $X = X_{str}^{new}$ και $t' = T_C$.

Βήμα 23

Στο σημείο αυτό γίνεται έλεγχος σύγκλισης. Αν η ποσότητα $(T_G^{new} - T_G)$ είναι μικρότερη του 0.001 τότε τα αποτελέσματα είναι σωστά και το πρόγραμμα συνεχίζει. Αν όχι τότε το πρόγραμμα επιστρέφει στο βήμα 10 αλλά η παράμετρος T_G θα ισούται πλέον με την νέα θερμοκρασία του αναγεννητή T_G^{new} . Όλοι οι υπολογισμοί γίνονται ξανά, μέχρι η θερμοκρασία του αναγεννητή να συγκλίνει.

Βήμα 24

Αφού έχει συγκλίνει το πρόγραμμα, τότε όλες οι παράμετροι την δεδομένη χρονική στιγμή έχουν υπολογιστεί. Αυτό που μένει είναι ο υπολογισμός των στιγμιαίων εξεργειακών παραμέτρων E_E , E_G και E_S από τις σχέσεις 3.54 – 3.56.

Βήμα 25

Η 1^η χρονική στιγμή έχει πλέον τελειώσει και το πρόγραμμα συνεχίζει στην επόμενη χρονική στιγμή ($t+\Delta t$). Όλα τα βήματα από το βήμα 5 και μετά, επαναλαμβάνονται για κάθε χρονική στιγμή μέχρι την τελευταία χρονική στιγμή της ημέρας $t=86400$ sec (δηλαδή η ώρα 24.00 το βράδυ).

Βήμα 26

Με την ολοκλήρωση των υπολογισμών της 1^{ης} ημέρας, οι τιμές όλων των παραμέτρων της τελευταίας χρονικής στιγμής $t=86400$ sec, γίνονται οι αρχικές τιμές ($t=0$) της επόμενης ημέρας.

Βήμα 27

Το πρόγραμμα συνεχίζει τους υπολογισμούς για την επόμενη μέρα. Με την ολοκλήρωση της κάθε ημέρας γίνεται έλεγχος σύγκλισης. Για τον έλεγχο αυτό αποθηκεύονται σαν μεταβλητές οι θερμοκρασίες του δοχείου $T_{st,i}$ μια τυχαία χρονική στιγμή (επιλέχθηκε $t=14400$ sec) της δεδομένης ημέρας. Αν οι θερμοκρασίες αυτές της τελευταίας ημέρας $T_{st,i}^{new}$ είναι ίσες με τις αντίστοιχες θερμοκρασίες της προηγούμενης ημέρας $T_{st,i}^{old}$ την ίδια χρονική στιγμή τότε το πρόγραμμα έχει συγκλίνει. Όλες οι παράμετροι της τελευταίας ημέρας είναι πλέον σωστοί και αποθηκεύονται για την περαιτέρω χρησιμοποίησή τους.

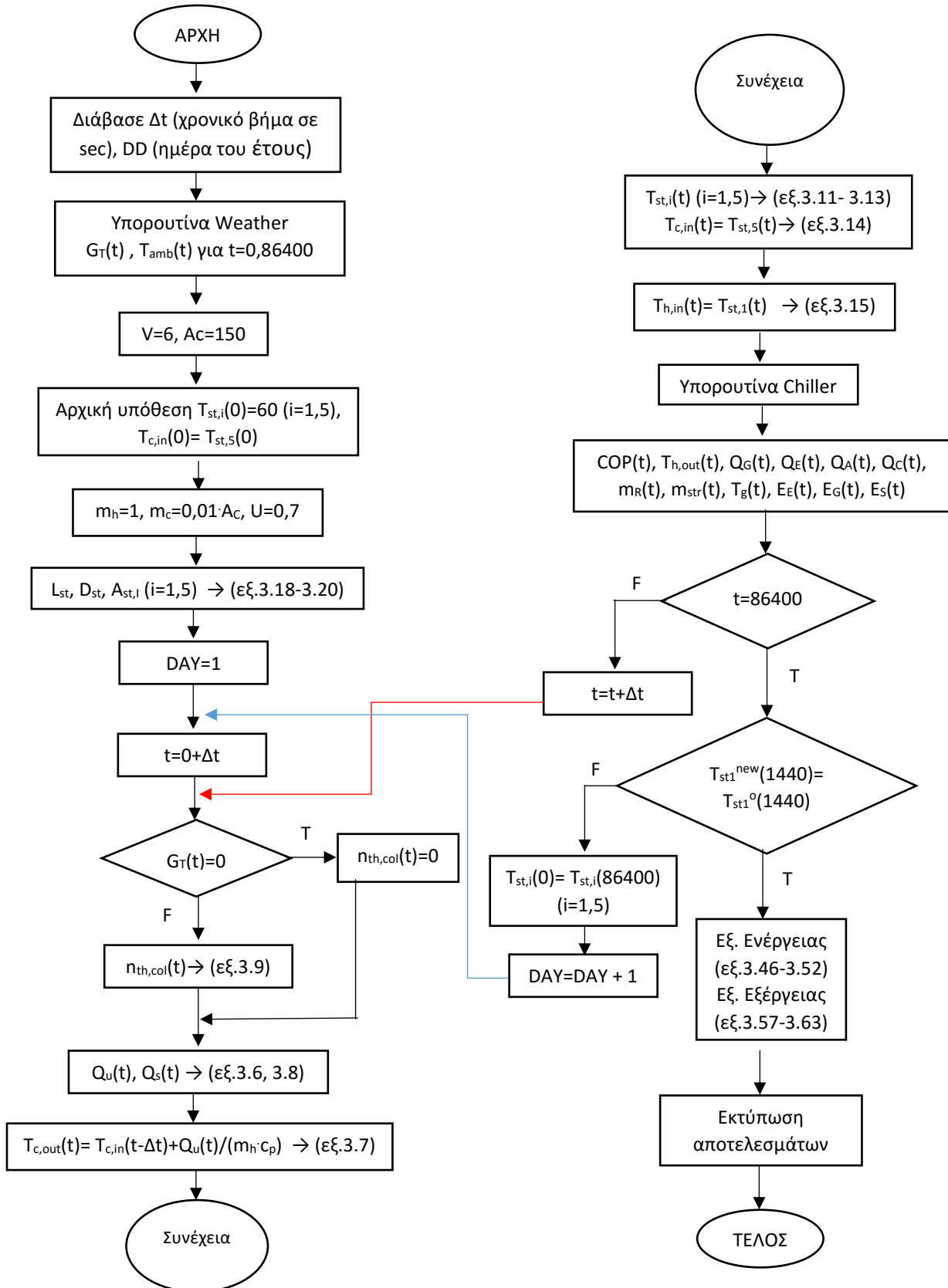
Βήμα 28

Στην συνέχεια υπολογίζονται οι ποσότητες D_E , D_S , D_G , D_u , $SCOP_D$, COP_D , $\eta_{th,D}$, Z_E , Z_G , Z_S , $\eta_{ex,ch,D}$ και $\eta_{ex,sys,D}$ σύμφωνα με τις σχέσεις που δίνονται στις παραγράφους 3.2.6 και 3.2.7.

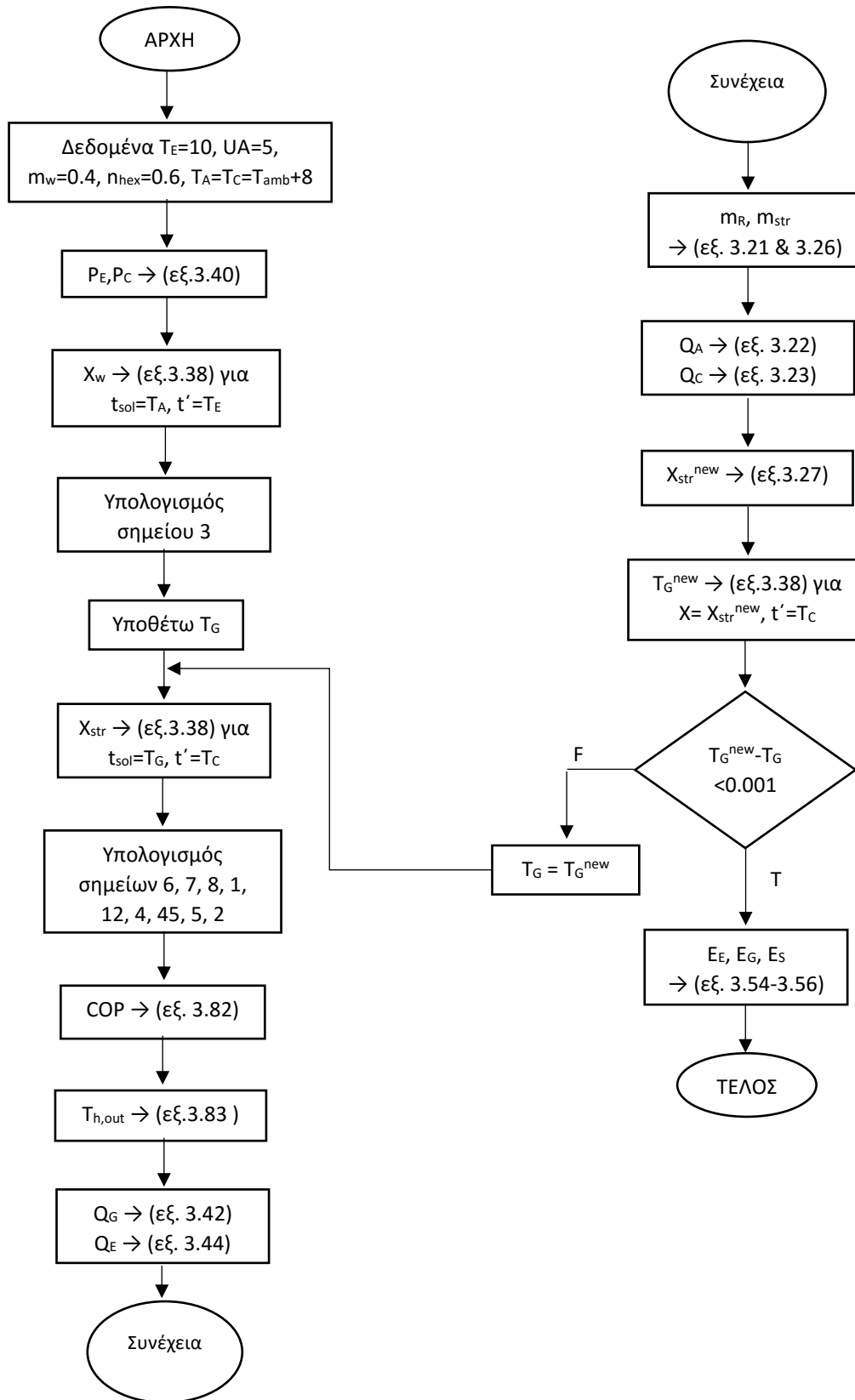
Βήμα 29

Τέλος τυπώνονται όλα τα αποτελέσματα στα αρχεία που αναφέρθηκαν στο βήμα 2, για την περαιτέρω επεξεργασία τους.

Στις επόμενες δύο σελίδες, όλα τα βήματα που έχουν περιγραφεί πιο πάνω απεικονίζονται σε μορφή λογικού διαγράμματος. Η εικόνα 3.12 απεικονίζει το λογικό διάγραμμα του κυρίως προγράμματος. Η επίλυση του ψύκτη παρουσιάζεται σαν υπορουτίνα, της οποίας το λογικό διάγραμμα παρουσιάζεται στην εικόνα 3.13.



Εικόνα 3.12 Λογικό διάγραμμα του κυρίως προγράμματος



Εικόνα 3.13. Λογικό διάγραμμα της υπορουτίνας Chiller

3.3.3. Δεδομένα προσομοίωσης

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται όλα τα δεδομένα της προσομοίωσης του συστήματος. Πιο συγκεκριμένα δίνονται γενικά δεδομένα για το υπό μελέτη σύστημα, τα δεδομένα για τον καιρό στην Αθήνα και διάφορα οικονομικά στοιχεία.

Στον πίνακα 3.2 παρουσιάζονται τα γενικά στοιχεία. Τα στοιχεία αυτά αφορούν το ψύκτη απορρόφησης, το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών και τη διακριτοποίηση του προβλήματος. Όλα αυτά τα δεδομένα θεωρήθηκαν σταθερά κατά την ανάλυση του συστήματος.

Πίνακας 3.2. Γενικά δεδομένα

Παράμετροι	Σύμβολο	Τιμή
Θερμοκρασία ατμοποιητή	T_E	10 °C
Μέγιστο φορτίο ψύξης	Q_E^{\max}	100 kW
Παροχή μάζας ζεστού ρευστού	m_h	1kg/s
Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του αναγεννητή	UA	5 kW/K
Βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος	η_{hex}	60 %
Μέγιστη θερμοκρασία συστήματος	T^{\max}	150 °C
Συντελεστής θερμικών απωλειών στο δοχείο αποθήκευσης	U_{tank}	0.8 W/m ² K
Κλίση των ηλιακών συλλεκτών	β	23 °
Γεωγραφικό πλάτος Αθήνας	φ	38 °
Θερμοκρασία ηλίου για τους υπολογισμούς	T_{sun}	5770 K
Παροχή μάζας ρευστού στο σύστημα ηλιακών συλλεκτών	m_{col}	0.01 kg/sm ²
Χρονικό βήμα	Δt	240 s
Διακριτοποίηση του δοχείου αποθήκευσης νερού	-	5 ζώνες

Στον πίνακα 3.3 αναφέρονται τα δεδομένα του καιρού για την Αθήνα, τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για την παρούσα μελέτη. Τα δεδομένα αυτά αφορούν την τυπική ημέρα κάθε μήνα της θερινής περιόδου. Πιο συγκεκριμένα δίνεται η ημερήσια ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών, η οποία λήφθηκε από την βιβλιογραφία. Επίσης, δίνονται η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος της κάθε μέρας, καθώς και η διακύμανση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος.

Πίνακας 3.3. Δεδομένα καιρού

Μήνας	H (kWh/m ²)	$T_{\text{amb,m}}$ (°C)	DR (°C)
Μάιος	6.66	21.15	3.25
Ιούνιος	7.03	26.45	4.45
Ιούλιος	7.08	28.45	4.15
Αύγουστος	6.64	28.55	3.95
Σεπτέμβριος	5.59	24.00	4.00

Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την οικονομική αξιολόγηση του συστήματος. Ο πίνακας 3.4 περιλαμβάνει όλα αυτά τα στοιχεία, καθώς και τις αντίστοιχες βιβλιογραφικές αναφορές. Σε αυτή την ανάλυση, ενδιαφέρον παρουσιάζει ο χαμηλός συντελεστής προεξόφλησης, ο οποίος είναι αποτέλεσμα της οικονομικής κρίσης στην Ελλάδα. Γενικά, η διεθνής βιβλιογραφία και πρακτική υιοθετεί, στις περισσότερες περιπτώσεις, ως αποδεκτό πραγματικό κοινωνικό επιτόκιο προεξόφλησης το 3,5 % (Pearce & Ulph 1995, Girola 2005). Το κόστος της συντήρησης και λειτουργίας του συστήματος είναι χαμηλό. Η έλλειψη περιστρεφόμενων μερών οδηγεί σε ελαχιστοποίηση του κινδύνου παρουσίασης ζημιών και των αναγκών για συντήρηση. Το κόστος ψύξης του συστήματος που αναφέρεται, είναι το αντίστοιχο κόστος ψύξης που παράγεται από ένα συμβατικό σύστημα συμπίεσης.

Πίνακας 3.4. Οικονομικά δεδομένα

Παράμετροι	Σύμβολο	Τιμή	Βιβλιογραφία
Κόστος ψύκτη	K_{ch}	300 €/kW	[22]
Κόστος ETC	K_{ETC}	250 €/m ²	[25]
Κόστος δοχείου αποθήκευσης	K_{tank}	1000 €/m ³	[26]
Κόστος ηλεκτρικής ενέργειας	K_{el}	0.2 €/kWh	[27]
Μέσος COP ενός ψύκτη	COP_m	3	[28]
Κόστος ψύξης	K_{ref}	0.067 €/kWh	[22]
Επιτόκιο αναγωγής	r	3.5%	[26]
Διάρκεια ζωής συστήματος	M	25	[-]
Κόστος συντήρησης & λειτουργίας	$K_{O\&M}$	0.1% του κόστους επένδυσης	[26]

3.3.4. Επαλήθευση της προσομοίωσης του ψύκτη απορρόφησης

Σε αυτήν την παράγραφο, γίνεται ένας έλεγχος επαλήθευσης της προσομοίωσης του ψύκτη απορρόφησης της παρούσας μελέτης. Ο έλεγχος αυτός γίνεται συγκρίνοντας τα αποτελέσματα αυτού του μοντέλου με τα αντίστοιχα άλλων μελετών από την βιβλιογραφία. Για την πραγματοποίηση της διαδικασίας αυτής, τα δεδομένα που χρησιμοποιούνται στον κώδικα για την επίλυση του ψύκτη απορρόφησης τροποποιήθηκαν, ανάλογα με την μελέτη που συγκρίνεται κάθε φορά. Τα δεδομένα αυτά είναι η θερμοκρασία του ατμοποιητή T_E , του αναγεννητή T_G , του απορροφητή T_A και του συμπυκνωτή T_C , ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος n_{hex} και το φορτίο ψύξης Q_E .

Το μοντέλο του ψύκτη απορρόφησης της παρούσας μελέτης, έχει συγκριθεί με 3 άλλες μελέτες από την βιβλιογραφία. Η πρώτη μελέτη από την βιβλιογραφία [23] δίνει σαν δεδομένα, αυτά που παρουσιάζονται στον πίνακα 3.5. Με βάση αυτά τα δεδομένα λύνεται ο ψύκτης απορρόφησης, σύμφωνα με την προσομοίωση που παρουσιάστηκε σε προηγούμενες παραγράφους. Τα αποτελέσματα αυτής της προσομοίωσης συγκρίνονται με τα αντίστοιχα της μελέτης αναφοράς και παρουσιάζονται στον πίνακα 3.6. (Σημείωση: στην βιβλιογραφία δίνονται ορισμένα αποτελέσματα όπως COP, X_{str} , X_w και Q_G)

Πίνακας 3.5. Δεδομένα του ψύκτη απορρόφησης 1^{ης} μελέτης

Παράμετρος	Σύμβολο	Τιμή
Θερμοκρασία αναγεννητή	T_G	90 °C
Θερμοκρασία ατμοποιητή	T_E	7 °C
Θερμοκρασία συμπυκνωτή	T_C	40 °C
Θερμοκρασία απορροφητή	T_A	40 °C
Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη	η_{hex}	80 %
Ψυκτικό φορτίο	Q_E	3.5169 kW

Πίνακας 3.6. Αποτελέσματα επαλήθευσης του ψύκτη απορρόφησης (1^η σύγκριση)

Παράμετρος	Σύμβολο & Μον. μέτρησης	Τιμή		Απόκλιση
		Βιβλ.	Παρ. μελέτη	
Συντελεστής απόδοσης	COP	0.776	0.774	0.25 %
Θερμότητα στον αναγεννητή	Q_G (kW)	4.532	4.54	0.18%
Περιεκτ. ασθενούς διαλύματος	X_w (%)	56.72	56.65	0.12%
Περιεκτ. ισχυρού διαλύματος	X_{str} (%)	62.33	62.08	0.40%
Θερμοκρασία σημείου 45	T_{45} (°C)	50	49.992	0.02%

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα της παρούσας μελέτης με την αντίστοιχη βιβλιογραφική, παρατηρούμε ότι οι αποκλίσεις στις διάφορες παραμέτρους είναι πολύ μικρές, από 0.02 – 0.4 %.

Η δεύτερη μελέτη από την βιβλιογραφία [29] δίνει σαν δεδομένα, αυτά που παρουσιάζονται στον πίνακα 3.7. Με βάση αυτά τα δεδομένα πλέον, το πρόγραμμα προσομοίωσης εξάγει τα καινούργια αποτελέσματα, τα οποία συγκρίνονται με τα αντίστοιχα της 2^{ης} μελέτης αναφοράς και παρουσιάζονται στον πίνακα 3.8.

Πίνακας 3.7. Δεδομένα του ψύκτη απορρόφησης 2^{ης} μελέτης

Παράμετρος	Σύμβολο	Τιμή
Θερμοκρασία αναγεννητή	T_G	90 °C
Θερμοκρασία ατμοποιητή	T_E	7 °C
Θερμοκρασία συμπυκνωτή	T_C	40 °C
Θερμοκρασία απορροφητή	T_A	40 °C
Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη	η_{hex}	70 %
Ψυκτικό φορτίο	Q_E	70 kW

Πίνακας 3.8. Αποτελέσματα επαλήθευσης του ψύκτη απορρόφησης (2^η σύγκριση)

Παράμετρος	Σύμβολο & Μον. μέτρησης	Τιμή		Απόκλιση
		Βιβλ.	Παρ. μελέτη	
Συντελεστής απόδοσης	COP	0.775	0.762	1.71%
Θερμότητα στον αναγεννητή	Q_G (kW)	90.23	91.87	1.79%
Περιεκτ. ασθενούς διαλύματος	X_w (%)	57.13	56.65	0.84%
Περιεκτ. ισχυρού διαλύματος	X_{str} (%)	62.57	62.08	0.79%
Παροχή ασθενούς διαλύματος	m_w (Kg/s)	0.343	0.341	0.59%
Παροχή ισχυρού διαλύματος	m_{str} (Kg/s)	0.313	0.311	0.64%

Όπως παρατηρείται από τον πίνακα αποτελεσμάτων, οι αποκλίσεις σε όλες τις παραμέτρους είναι ελάχιστες. Στην συνέχεια, γίνεται και ένας τρίτος έλεγχος επαλήθευσης. Η τρίτη μελέτη από την βιβλιογραφία [24] δίνει σαν δεδομένα, αυτά που παρουσιάζονται στον πίνακα 3.9. Το πρόγραμμα προσομοίωσης εξάγει τα καινούργια αποτελέσματα, τα οποία συγκρίνονται με τα αντίστοιχα της 3^{ης} μελέτης αναφοράς και παρουσιάζονται στον πίνακα 3.10.

Πίνακας 3.9. Δεδομένα του ψύκτη απορρόφησης 3^{ης} μελέτης

Παράμετρος	Σύμβολο	Τιμή
Θερμοκρασία αναγεννητή	T_G	84.8 °C
Θερμοκρασία ατμοποιητή	T_E	8.6 °C
Θερμοκρασία συμπυκνωτή	T_C	39.8 °C
Θερμοκρασία απορροφητή	T_A	35.5 °C
Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη	η_{hex}	70.7 %
Ψυκτικό φορτίο	Q_E	201.29 kW

Πίνακας 3.10. Αποτελέσματα επαλήθευσης του ψύκτη απορρόφησης (3^η σύγκριση)

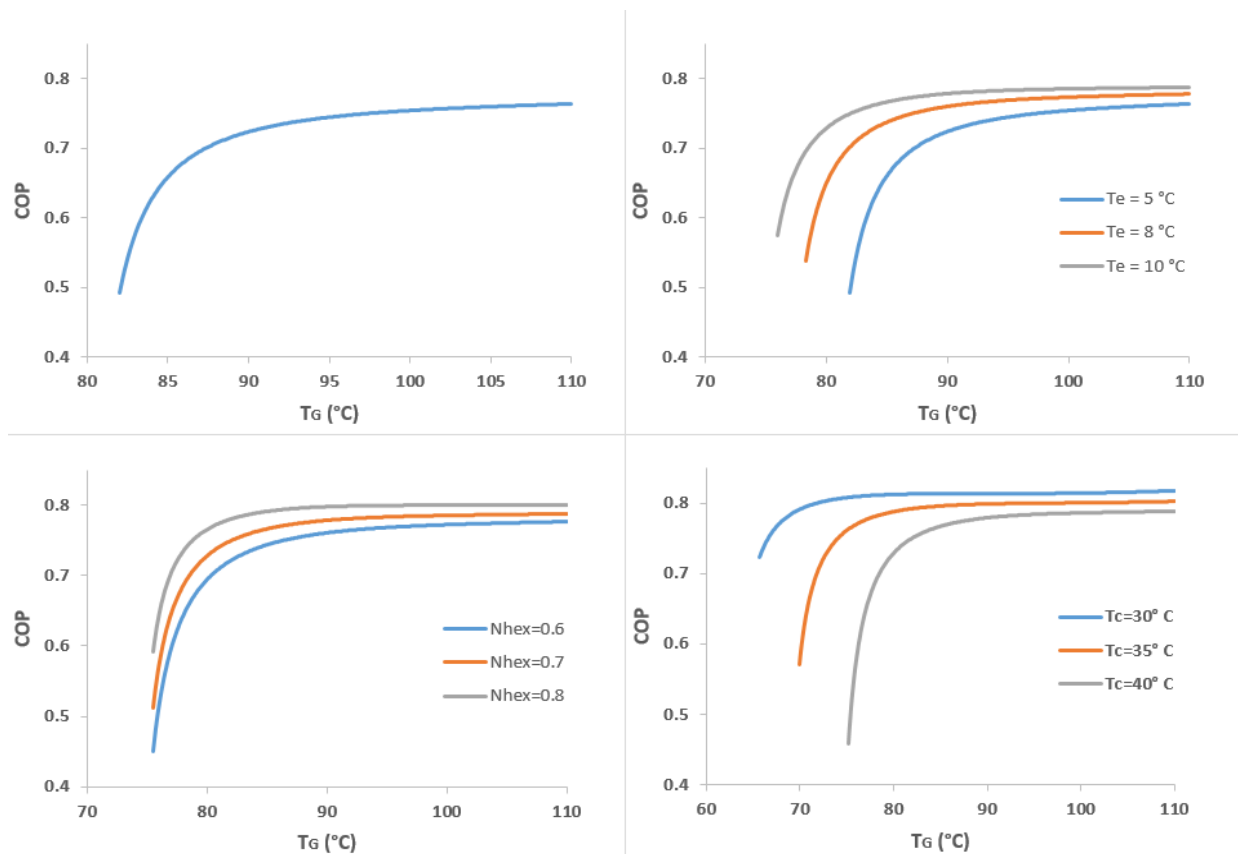
Παράμετρος	Σύμβολο & Μον. μέτρησης	Τιμή		Απόκλιση
		Βιβλ.	Παρ. μελέτη	
Συντελεστής απόδοσης	COP	0.7755	0.784	1.15%
Θερμότητα στον αναγεννητή	Q_G (kW)	259.55	256.68	1.12%
Θερμότητα στον συμπυκνωτή	Q_C (kW)	213.37	212.14	0.58%
Θερμότητα στον απορροφητή	Q_A (kW)	247.47	245.83	0.67%

Οι αποκλίσεις των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης του ψύκτη απορρόφησης αυτής της μελέτης, από τα αντίστοιχα τις 3^{ης} βιβλιογραφικής μελέτης είναι πολύ μικρές, όπως παρατηρήθηκε και με τις άλλες βιβλιογραφικές μελέτες. Η μέγιστη απόκλιση και από τους τρεις ελέγχους είναι 1.79%, που αποτελεί μια αποδεκτή τιμή και δείχνει την εγκυρότητα του μοντέλου αυτής της μελέτης.

3.3.5. Απόδοση του ψύκτη απορρόφησης

Στην παράγραφο αυτή, παρουσιάζεται η απόδοση του ψύκτη απορρόφησης συναρτήσει διαφόρων παραμέτρων. Οι παράμετροι που μελετήθηκαν είναι η θερμοκρασία του αναγεννητή T_G , η θερμοκρασία ψύξης T_E , η θερμοκρασία του συμπυκνωτή T_C και ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη του διαλύματος η_{hex} . Όλα τα διαγράμματα της εικόνας 3.14 δείχνουν την μεταβολή του συντελεστή απόδοσης του ψύκτη COP συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή, με διαφορετική μεταβλητή παράμετρο σε κάθε περίπτωση.

Πιο συγκεκριμένα, στην πρώτη περίπτωση όλες οι παράμετροι διατηρήθηκαν σταθερές ($T_E=5^\circ C$, $\eta_{hex}=0.7$, $T_C=40^\circ C$, $T_A=40^\circ C$). Από το διάγραμμα 1, γίνεται αντιληπτό ότι ο συντελεστής απόδοσης COP βελτιώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του αναγεννητή. Στην δεύτερη περίπτωση μεταβάλλεται η θερμοκρασία ψύξης και το αποτέλεσμα φαίνεται στο διάγραμμα 2. Στην τρίτη περίπτωση η παράμετρος που μεταβάλλεται είναι ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη, ενώ στην τελευταία περίπτωση, μεταβάλλεται η θερμοκρασία του συμπυκνωτή. Ο συντελεστής απόδοσης COP βελτιώνεται καθώς αυξάνει η θερμοκρασία ψύξης και ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη του διαλύματος. Αντίθετα, ο συντελεστής απόδοσης COP είναι αντιστρόφως ανάλογος της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή.



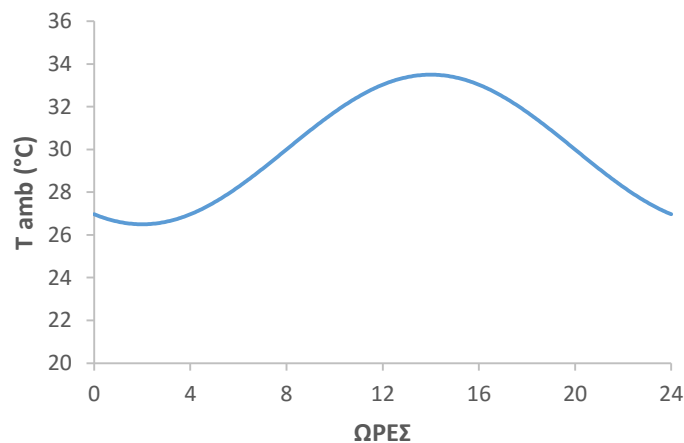
Εικόνα 3.14. Απόδοση του ψύκτη απορρόφησης συναρτήσει διαφόρων παραμέτρων

3.4 Παρουσίαση αποτελεσμάτων

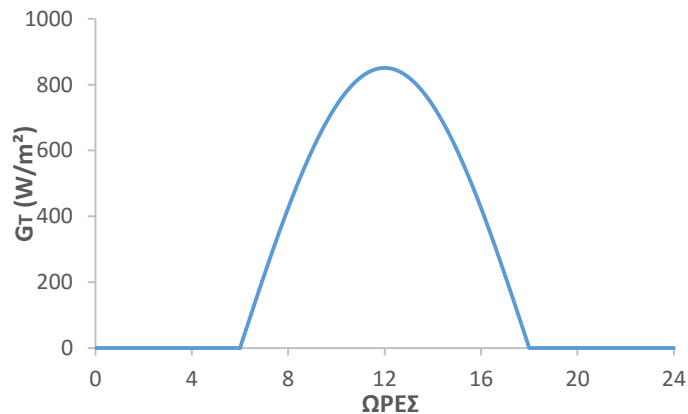
Σε αυτή τη ενότητα, παρουσιάζονται όλα τα αποτελέσματα από την δυναμική προσομοίωση του ηλιακού συστήματος ψύξης, για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Στην παράγραφο 3.4.1. παρουσιάζονται τα στοιχεία του περιβάλλοντος, ενώ στην παράγραφο 3.4.2 δίνεται η ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση όλων των εξεταζόμενων περιπτώσεων και επιλέγονται οι πιο κατάλληλες περιπτώσεις. Στην παράγραφο 3.4.3 παρουσιάζεται η καθημερινή συμπεριφορά των επιλεγμένων περιπτώσεων. Τέλος, στην παράγραφο 3.4.4 φαίνεται η οικονομική αξιολόγηση των επιλεγμένων περιπτώσεων, από την οποία προκύπτει το βέλτιστο οικονομικά σύστημα.

3.4.1. Στοιχεία περιβάλλοντος

Η μελέτη για την ανάδειξη αρχικά, των βέλτιστων περιπτώσεων με βάση την ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση, έγινε για μια τυπική μέρα του καλοκαιριού. Από τις εξισώσεις της ενότητας 3.2.1, προκύπτουν η κατανομή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος (εικόνα 3.15) και η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών (εικόνα 3.16) κατά την διάρκεια της ημέρας.



Εικόνα 3.15. Κατανομή θερμοκρασίας εξωτερικού περιβάλλοντος



Εικόνα 3.16. Κατανομή προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στο επίπεδο των συλλεκτών

3.4.2. Βελτιστοποίηση του συστήματος

Το πρώτο βήμα σε αυτή τη μελέτη ήταν η ενεργειακή και εξεργειακή αξιολόγηση όλων των εξεταζόμενων περιπτώσεων. Εξετάστηκαν 6 δοχεία αποθήκευσης νερού (6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 m³). Για κάθε δοχείο εξετάστηκαν 19 επιφάνειες των ηλιακών συλλεκτών, από 150 έως 600 m² με βήμα 25 m². Η προσομοίωση όλων των περιπτώσεων έγινε για μια τυπική μέρα του καλοκαιριού. Υπολογίστηκαν οι ημερήσιοι ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης, για την αξιολόγηση και προσδιορισμό των καλύτερων περιπτώσεων. Στόχος αυτής της αξιολόγησης είναι ο προσδιορισμός εκείνου του συνδυασμού των παραμέτρων (όγκου δοχείου και συλλεκτικής επιφάνειας) που να οδηγεί σε βέλτιστο σχεδιασμό. Επειδή όμως, υπάρχουν και άλλοι παράμετροι (οικονομικοί, διάρκεια λειτουργίας κ.τ.λ.), σε αυτό το βήμα επιλέγονται περισσότερες από μια περιπτώσεις, προκειμένου να αναλυθούν περισσότερες στις επόμενες παραγράφους. Πιο συγκεκριμένα, επιλέγεται για κάθε δοχείο η βέλτιστη συλλεκτική επιφάνεια με βάση τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Το διάγραμμα 3.17 παρουσιάζει τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος για όλες τις περιπτώσεις. Για κάθε όγκο δοχείου αποθήκευσης υπάρχει μια βέλτιστη επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών, η οποία μεγιστοποιεί τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Ο πίνακας 3.11 συνοψίζει αυτές τις βέλτιστες περιπτώσεις. Για κάθε βέλτιστη περίπτωση, αναγράφονται και οι υπόλοιποι ημερήσιοι ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης. Ο ημερήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι σχετικά χαμηλός, 3%. Αυτό συμβαίνει, επειδή η θερμοκρασία ψύξης είναι κοντά σε αυτή του περιβάλλοντος, επομένως η εξέργεια στον ατμοποιητή δεν είναι μεγάλη. Το δοχείο αποθήκευσης νερού με όγκο 6 m³ έχει τον μεγαλύτερο ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Το διάγραμμα 3.18 απεικονίζει τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Για μικρές συλλεκτικές επιφάνειες, τα δοχεία αποθήκευσης με μικρότερο όγκο προτιμώνται, ενώ για μεγάλες συλλεκτικές επιφάνειες καλύτερη επιλογή αποτελούν τα μεγάλα σε όγκο δοχεία. Ο ημερήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ψύκτη είναι περίπου 38 %, ποσοστό πολύ μεγαλύτερο από τον αντίστοιχο ολόκληρου του συστήματος. Από το αποτέλεσμα αυτό φαίνεται η επίδραση των ηλιακών συλλεκτών και του δοχείου αποθήκευσης νερού στον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος.

Το διάγραμμα 3.19 απεικονίζει τον ημερήσιο θερμικό βαθμό απόδοσης του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών για όλες τις περιπτώσεις. Είναι προφανές ότι, οι μεγάλες συλλεκτικές επιφάνειες και τα δοχεία με μικρό όγκο οδηγούν σε μείωση της θερμικής απόδοσης των συλλεκτών. Η μέση θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος γίνεται μεγαλύτερη αλλά αυτό επιδρά αρνητικά στο θερμικό βαθμό απόδοσης (σύμφωνα με τη σχέση 3.9).

Το διάγραμμα 3.20 απεικονίζει τον ημερήσιο συντελεστή απόδοσης COP του ψύκτη για όλες τις περιπτώσεις. Αυξάνοντας την συλλεκτική επιφάνεια βελτιώνεται ο συντελεστής COP του ψύκτη. Αντίθετα, ο συντελεστής COP είναι αντιστρόφως ανάλογος του όγκου του δοχείου, αφού παίρνει μεγαλύτερες τιμές με την μείωση του όγκου του δοχείου αποθήκευσης. Αξίζει να σημειωθεί ότι, για μεγάλες συλλεκτικές επιφάνειες (μεγαλύτερες από 400 m²), ο όγκος του δοχείου δεν

επηρεάζει τον συντελεστή COP αφού είναι περίπου ο ίδιος για όλα τα δοχεία. Οι τιμές που λαμβάνει ο συντελεστής αυτός, κυμαίνονται από 0.6 μέχρι 0.74.

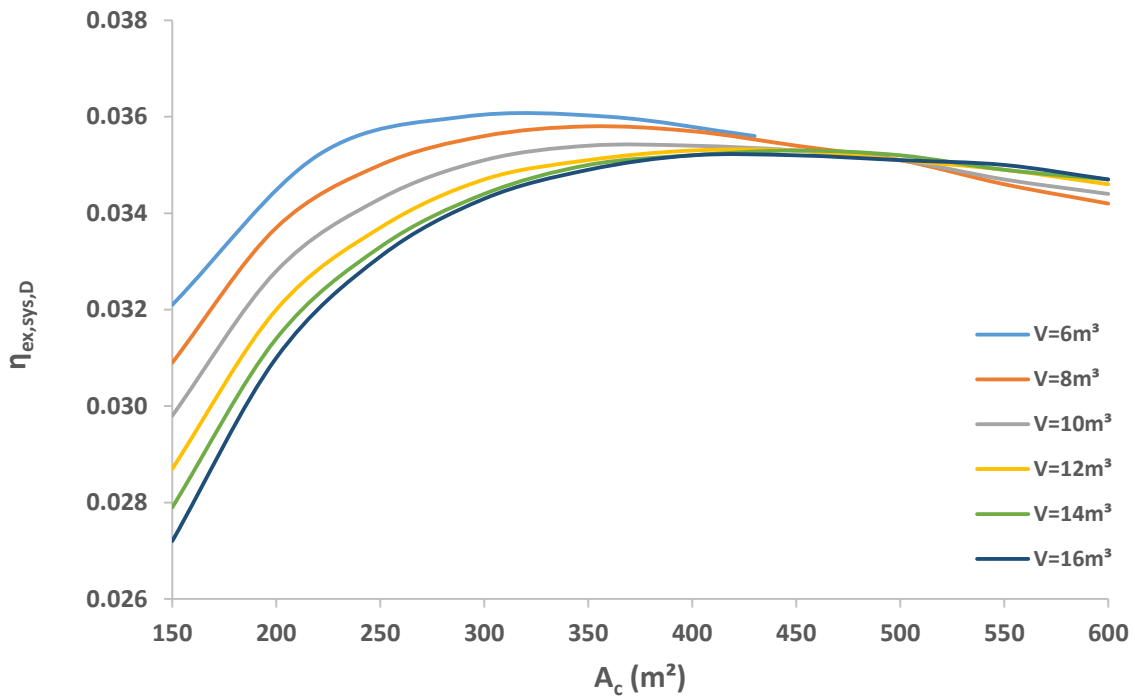
Το διάγραμμα 3.21 παρουσιάζει τον ημερήσιο ηλιακό συντελεστή απόδοσης SCOP για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Ο συντελεστής αυτός αυξάνει με την αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας, αλλά από ένα σημείο και μετά μειώνεται. Για κάθε όγκο δοχείου αποθήκευσης υπάρχει μια βέλτιστη επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών, η οποία μεγιστοποιεί τον συντελεστή SCOP. Η διαφορετική συμπεριφορά του συντελεστή COP και SCOP, είναι αποτέλεσμα της μείωσης της αποδοτικότητας του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών για μεγαλύτερες συλλεκτικές επιφάνειες. Οι τιμές που λαμβάνει ο συντελεστής αυτός, κυμαίνονται από 0.38 μέχρι 0.44. Για μικρές συλλεκτικές επιφάνειες, τα δοχεία αποθήκευσης με μικρότερο όγκο προτιμώνται σύμφωνα με τον συντελεστή SCOP, ενώ για μεγάλες συλλεκτικές επιφάνειες (μεγαλύτερες από 300 m²), καλύτερη επιλογή αποτελούν τα μεγάλα σε όγκο δοχεία.

Το διάγραμμα 3.22 απεικονίζει τις ώρες λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης κατά την διάρκεια της ημέρας για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Όπως παρατηρείται από το διάγραμμα, όλες οι περιπτώσεις οδηγούν σε πολλές ώρες λειτουργίας καθημερινά. Γενικά, η διάρκεια λειτουργίας κυμαίνεται από 18 ώρες μέχρι όλο το 24ωρο. Η διάρκεια λειτουργίας του ψύκτη επί καθημερινής βάσεως αυξάνεται, με την αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας και του όγκου του δοχείου αποθήκευσης. Για τα δοχεία με όγκο μεγαλύτερο των 12 m³, υπάρχει η δυνατότητα για λειτουργία ολόκληρη την ημέρα, με χρήση της απαιτούμενης συλλεκτικής επιφάνειας.

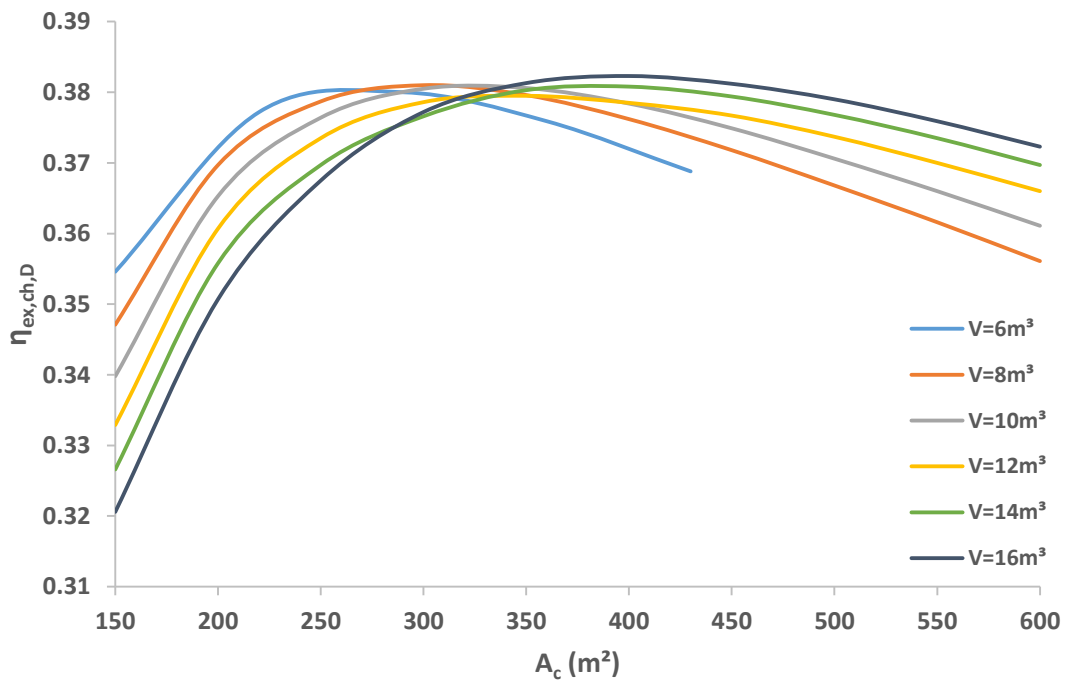
Πίνακας 3.11. Ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης των έξι επιλεγμένων περιπτώσεων

Περίπτωση	V (m ³)	A (m ²)	D _E (kWh)	n _{ex,sys,D}	n _{ex,ch,D}	n _{th,D}
1	6	325	901	0.0360	0.3780	0.629
2	8	350	981	0.0358	0.3796	0.632
3	10	375	1058	0.0354	0.3795	0.634
4	12	425	1212	0.0353	0.3776	0.629
5	14	450	1296	0.0353	0.3794	0.628
6	16	450	1306	0.0352	0.3812	0.632

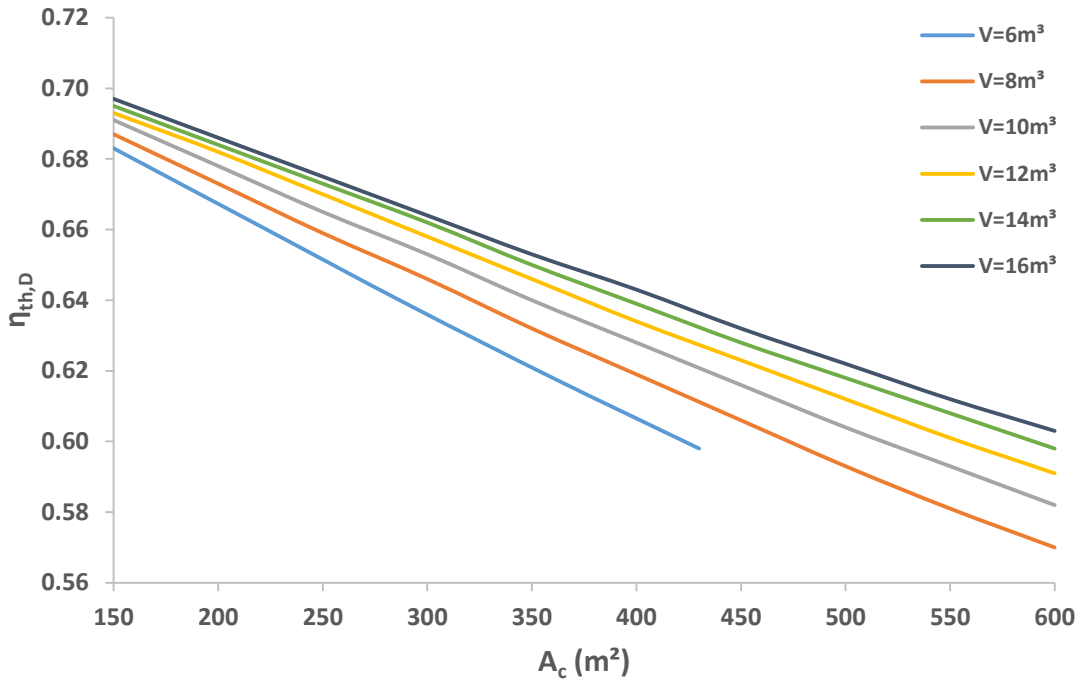
Περίπτωση	V (m ³)	A (m ²)	COP _D	SCOP _D	Ώρες (h)
1	6	325	0.698	0.427	19
2	8	350	0.702	0.431	20.7
3	10	375	0.705	0.434	22.2
4	12	425	0.712	0.439	24
5	14	450	0.720	0.443	24
6	16	450	0.722	0.447	24



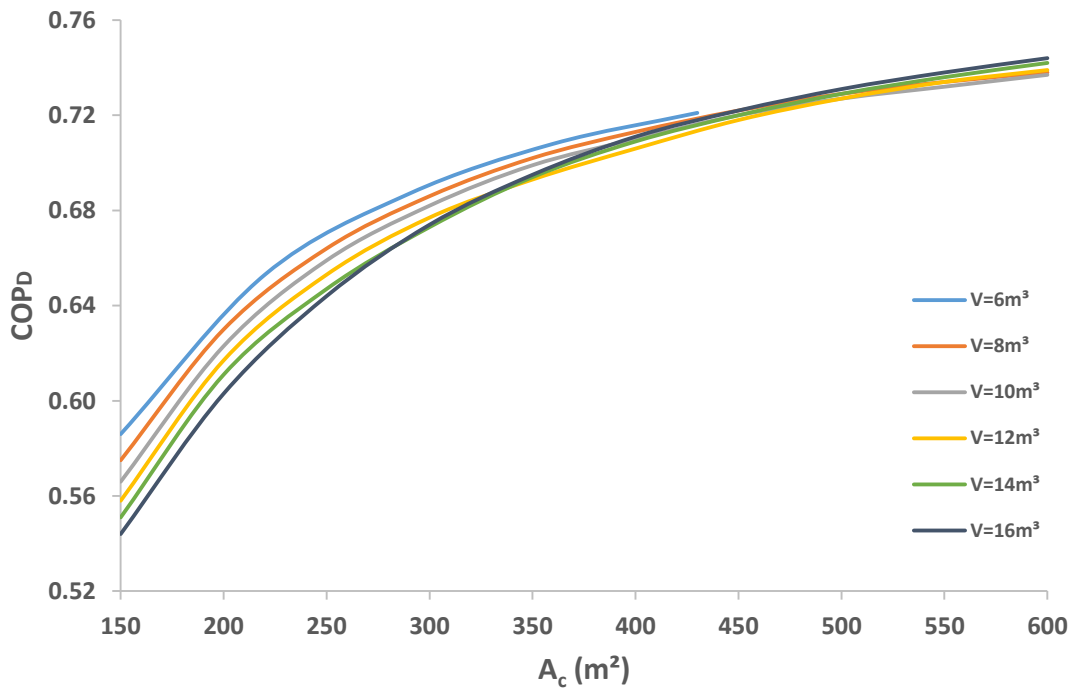
Εικόνα 3.17. Ημερήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος για όλες τις περιπτώσεις



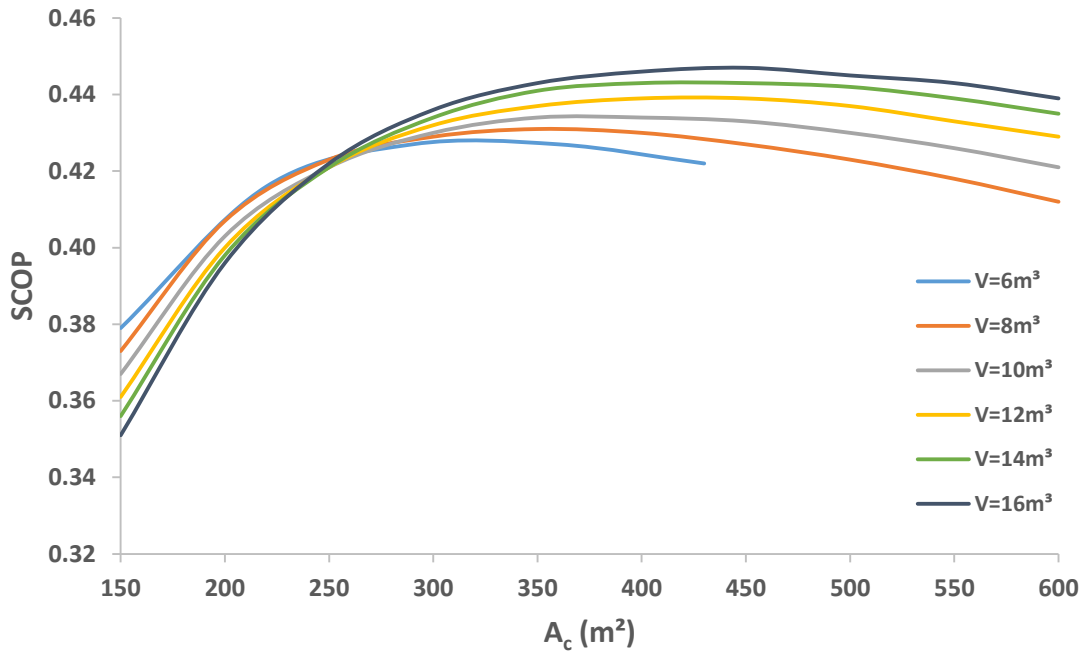
Εικόνα 3.18. Ημερήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ψύκτη για όλες τις περιπτώσεις



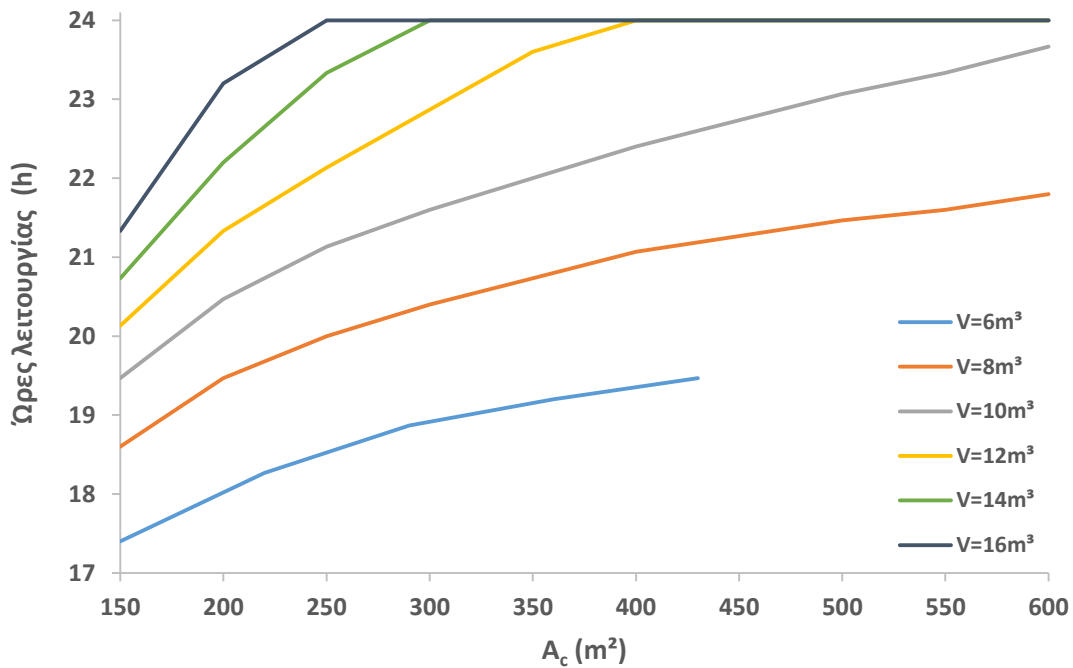
Εικόνα 3.19. Ημερήσιος θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών για όλες τις περιπτώσεις



Εικόνα 3.20. Ημερήσιος συντελεστής απόδοσης COP του ψύκτη για όλες τις περιπτώσεις



Εικόνα 3.21. Ημερήσιος ηλιακός συντελεστής απόδοσης SCOP για όλες τις περιπτώσεις



Εικόνα 3.22. Ώρες λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης κατά την διάρκεια της ημέρας

3.4.3. Δυναμική συμπεριφορά των έξι βέλτιστων περιπτώσεων

Στην παράγραφο αυτή, παρουσιάζεται η δυναμική συμπεριφορά των έξι επιλεγμένων περιπτώσεων για την περαιτέρω ανάλυση τους. Οι εικόνες 3.23 μέχρι 3.30 εξηγούν τη λειτουργία του ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης κατά τη διάρκεια της ημέρας. Σε κάθε εικόνα παρουσιάζονται και οι έξι βέλτιστες περιπτώσεις, έτσι ώστε να γίνεται ευκολότερη η σύγκρισή τους.

Η εικόνα 3.23 απεικονίζει το θερμικό βαθμό απόδοσης του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών κατά τη διάρκεια της ημέρας για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις. Η καμπύλη είναι παρόμοια για όλες τις περιπτώσεις. Μια σημαντική παρατήρηση, είναι η μικρή μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης στο χρονικό διάστημα 8:00 – 16:00. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί, από την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στο σύστημα των συλλεκτών. Αυτή η αύξηση γίνεται αντιληπτή από το διάγραμμα της εικόνας 3.25, όπου στο διάστημα αυτό η θερμοκρασία στο δοχείο αποθήκευσης, αυξάνεται, επηρεάζοντας ανάλογα και την θερμοκρασία εισόδου στο σύστημα των ηλιακών συλλεκτών. Από τη θεωρία (σχέση 3.9), είναι γνωστό ότι, ο θερμικός βαθμός απόδοσης των συλλεκτών είναι αντιστρόφως ανάλογος από την θερμοκρασία εισόδου.

Η εικόνα 3.24 δείχνει την κατανομή της ωφέλιμης θερμότητας από τους ηλιακούς συλλέκτες κατά την διάρκεια της ημέρας για τις βέλτιστες περιπτώσεις. Όπως γίνεται αντιληπτό, η ωφέλιμη θερμότητα είναι μεγαλύτερη για τις περιπτώσεις με δοχείο μεγαλύτερου όγκου. Βέβαια, οι περιπτώσεις με μεγαλύτερο δοχείο έχουν και μεγαλύτερες συλλεκτικές επιφάνειες, παράγοντας ο οποίος επηρεάζει σημαντικά. Η περιπτώσεις με όγκο δοχείου 14 και 16 m³ έχουν την ίδια βέλτιστη συλλεκτική επιφάνεια. Οι δύο αυτές καμπύλες είναι σχεδόν ίσες, υποδεικνύοντας ότι ο όγκος του δοχείου δεν επηρεάζει την παράμετρο αυτή όσο η συλλεκτική επιφάνεια.

Η εικόνα 3.25 απεικονίζει τη μέση θερμοκρασία του ρευστού στο δοχείο αποθήκευσης κατά τη διάρκεια της ημέρας για τις έξι επιλεγμένες περιπτώσεις. Η μέγιστη θερμοκρασία σε όλες τις περιπτώσεις επιτυγχάνεται στο διάστημα 13:30 έως 15:30. Η ψηλότερη θερμοκρασία παρατηρείται στο σύστημα με το μικρό δοχείο (6 m³) και ισούται με 140 °C, μικρότερη από τον περιορισμό των 150 °C. Στις καμπύλες που περιγράφουν τη μέση θερμοκρασία των μικρών δοχείων παρατηρείται μεγάλη διακύμανση κατά την διάρκεια της ημέρας, από 62 έως 140 °C. Στις καμπύλες που περιγράφουν τη μέση θερμοκρασία των μεγαλύτερων δοχείων παρατηρείται μικρότερη διακύμανση, από 80 έως 130 °C. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας της αποθήκευσης θερμότητας στο ρευστό του δοχείου. Στα δοχεία με μεγάλο όγκο, υπάρχει μεγαλύτερη αποθήκευση θερμότητας, οπότε η μεταβολή στην θερμοκρασία γίνεται πιο ομαλή. Αντίθετα συμβαίνει με τα μικρά δοχεία, όπου λόγω του μικρού όγκου η μεταβολή στην θερμοκρασία γίνεται γρηγορότερα.

Η εικόνα 3.26 δίνει την θερμοκρασία του αναγεννητή κατά τη διάρκεια της ημέρας για τις επιλεγμένες περιπτώσεις. Η μορφή των καμπυλών είναι παρόμοια με τις αντίστοιχες της εικόνας 3.25. Η μέγιστη θερμοκρασία σε όλες τις περιπτώσεις επιτυγχάνεται στο διάστημα 13:30 έως 15:30. Η ψηλότερη θερμοκρασία παρατηρείται στο σύστημα με το μικρό δοχείο (6 m³) και ισούται με 93 °C. Γενικά, οι περιπτώσεις με δοχείο χαμηλότερου όγκου οδηγούν σε μεγαλύτερη

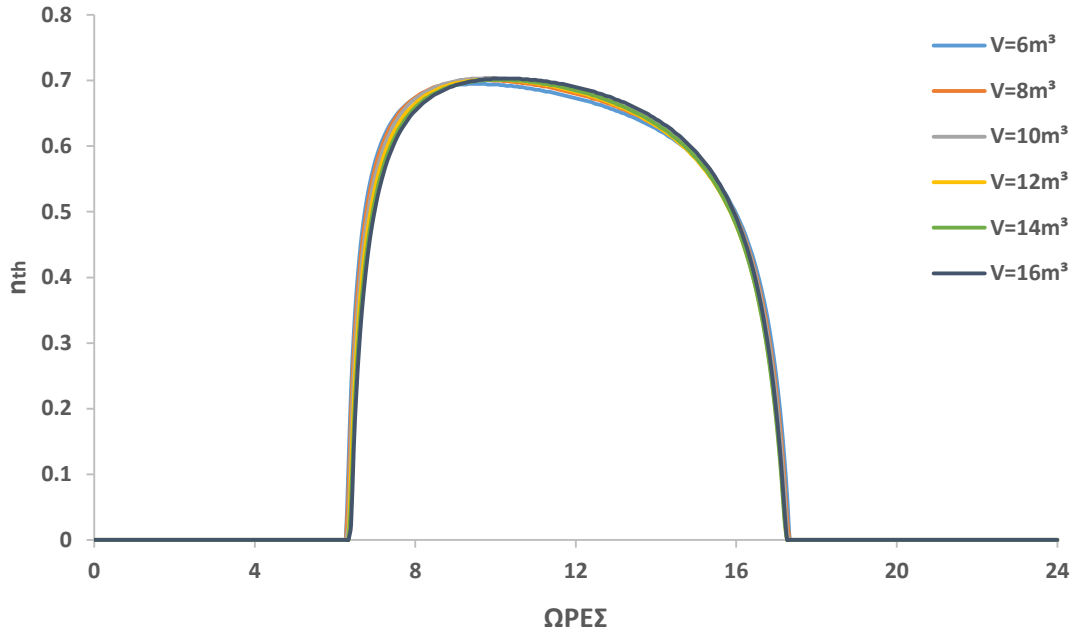
μέγιστη θερμοκρασία του αναγεννητή, αλλά ταυτόχρονα σε χαμηλότερη ελάχιστη θερμοκρασία, η οποία παρατηρείται τις πρώτες πρωινές ώρες.

Η εικόνα 3.27 απεικονίζει την κατανομή του φορτίου ψύξης κατά την διάρκεια της ημέρας για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις. Η μέγιστη παραγωγή ψύξης για όλες τις περιπτώσεις επιτυγχάνεται μεταξύ τις 13:30 και 15:30. Τα δοχεία με μεγαλύτερο όγκο κάνει το σύστημα να λειτουργεί περισσότερες ώρες, αλλά το μέγιστο φορτίο ψύξης που επιτυγχάνεται είναι χαμηλότερο σε σχέση με τα μικρότερα δοχεία αποθήκευσης. Στις καμπύλες που περιγράφουν την παραγωγή του ψυκτικού φορτίου των περιπτώσεων με μικρά δοχεία (6 και 8 m³), παρατηρείται μεγάλη διακύμανση, από 0 έως 100 KW. Αντίθετα, στα συστήματα με μεγαλύτερα δοχεία (16 m³) παρατηρείται μικρότερη διακύμανση, από 20 έως 90 KW. Τα συμπεράσματα αυτά είναι σημαντικά και πρέπει να ληφθούν υπόψη στο σχεδιασμό του συστήματος.

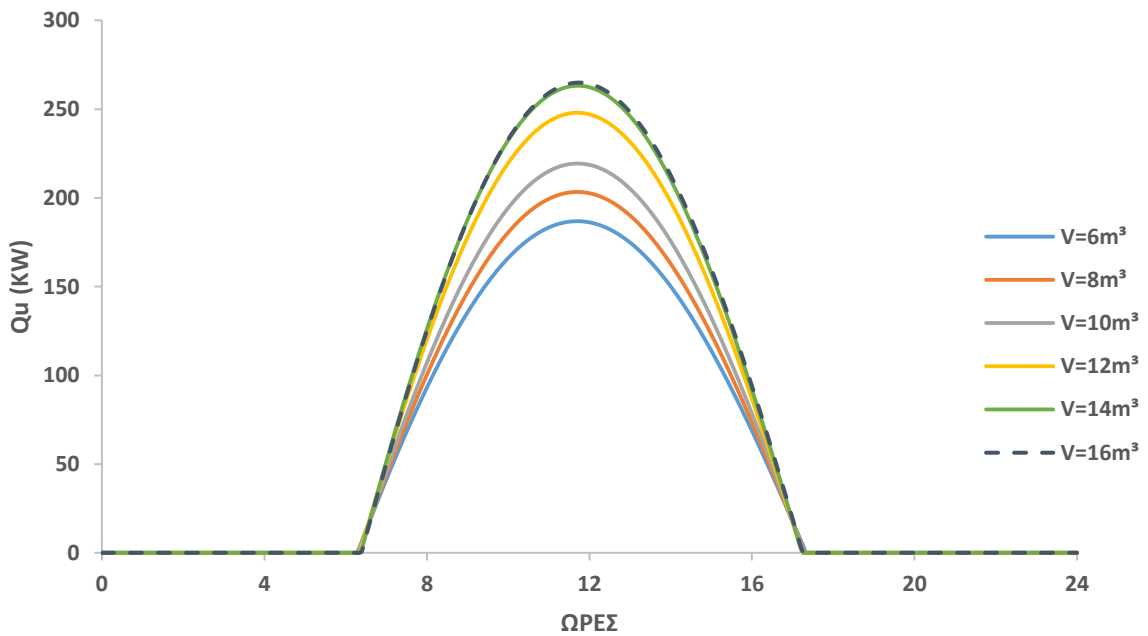
Η εικόνα 3.28 παρουσιάζει την κατανομή του συντελεστή απόδοσης του ψύκτη COP κατά τη διάρκεια της ημέρας. Η απόδοση του ψύκτη παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον. Στο διάστημα 10:00 - 16:00 ο συντελεστής COP είναι σταθερός και σχεδόν ίσος σε όλες τις περιπτώσεις. Δηλαδή, κατά τις ώρες που υπάρχει έντονη ηλιακή ενέργεια ο συντελεστής COP είναι ανεξάρτητος του όγκου του δοχείου αποθήκευσης. Από τις 16:00 και μετά, ο COP μειώνεται σε όλες τις περιπτώσεις, με διαφορετικές όμως συχνότητες. Τα δοχεία με μικρότερο όγκο, παρουσιάζουν απότομη μείωση στο συντελεστή COP, μέχρι να μηδενιστεί κατά τις πρώτες πρωινές ώρες που δεν λειτουργεί ο ψύκτης. Από την άλλη πλευρά, στα δοχεία με μεγαλύτερο όγκο παρατηρείται σταθερότητα στην απόδοση του ψύκτη, με μια μικρή μείωση του COP κατά τη διάρκεια της νύχτας. Ο συντελεστής απόδοσης COP κατά τη διάρκεια της ημέρας είναι 0.75.

Η εικόνα 3.29 απεικονίζει τις ροές της εξέργειας της ηλιακής ενέργειας, της θερμότητας εισόδου στον αναγεννητή και του ψυκτικού φορτίου κατά τη διάρκεια της ημέρας, για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις. Όλα τα διαγράμματα έχουν την ίδια μορφή, αλλά με διαφορετικό εύρος τιμών. Οι περιπτώσεις με δοχείο μεγάλου όγκου οδηγούν σε υψηλότερη εξέργεια της ηλιακής ενέργειας. Οι μέγιστες τιμές της εξέργειας στον ατμοποιητή σε όλες τις περιπτώσεις είναι περίπου οι ίδιες. Άρα, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος είναι μεγαλύτερος για τα μικρά δοχεία. Αυτό έρχεται σε συμφωνία και με το διάγραμμα της εικόνας 3.17, το οποίο απεικονίζει τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος.

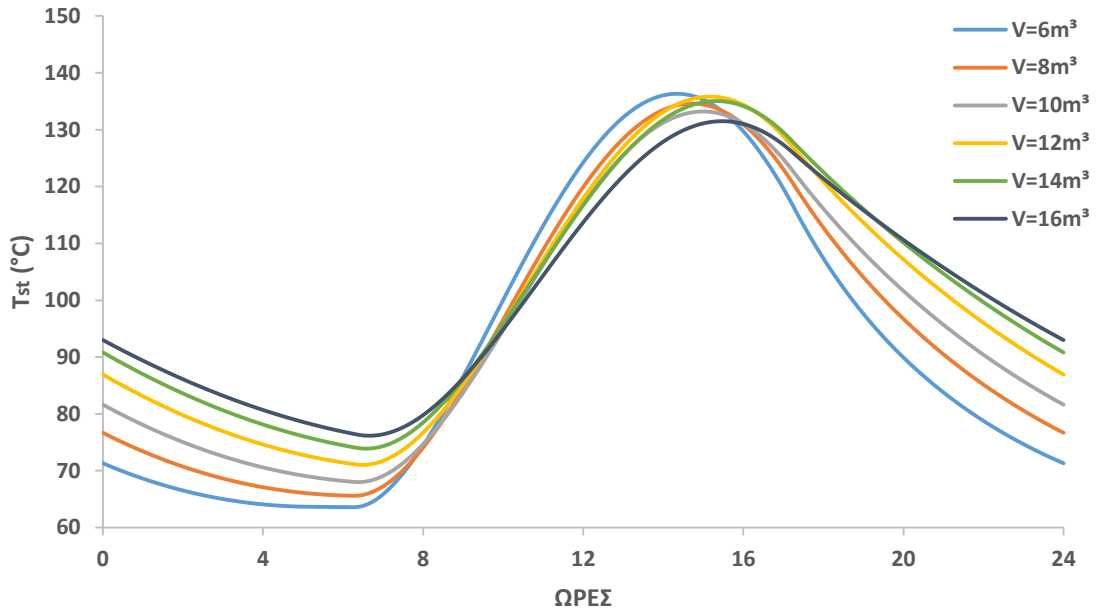
Η εικόνα 3.30 δείχνει την μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του ψύκτη κατά τη διάρκεια της ημέρας για όλες τις περιπτώσεις. Η μορφή των καμπυλών είναι η ίδια με τις αντίστοιχες της εικόνας 3.28. Οι παρατηρήσεις που προκύπτουν από αυτές τις καμπύλες είναι οι ίδιες με αυτές του συντελεστή COP. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ψύκτη κατά τη διάρκεια της ημέρας είναι περίπου 0.4.



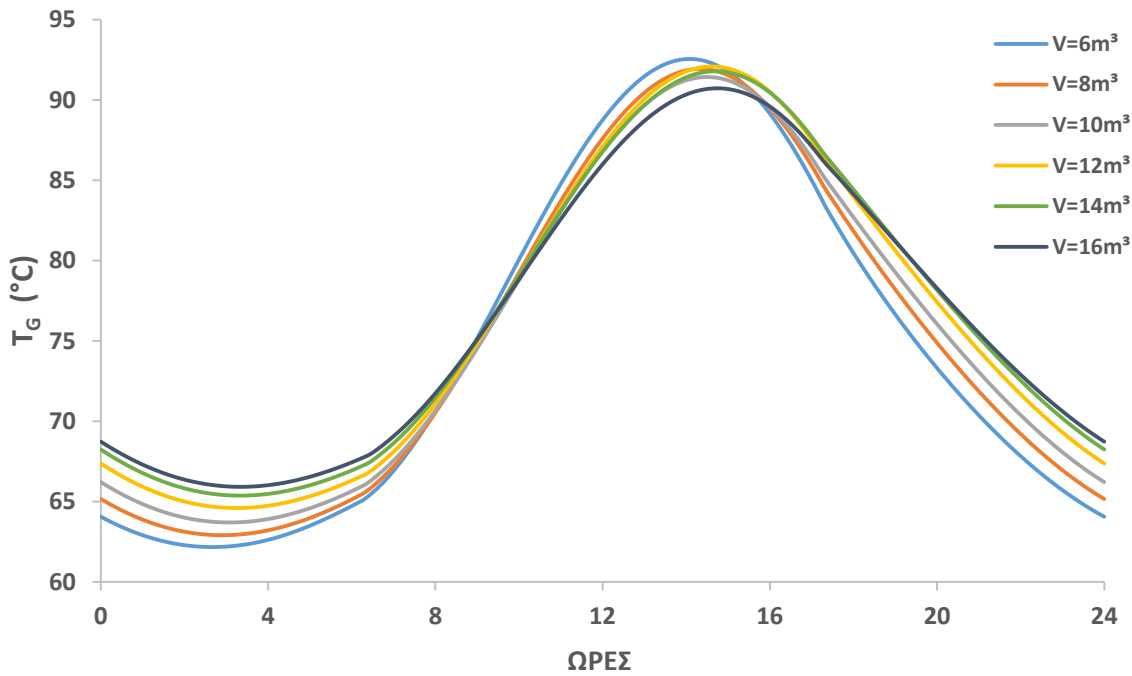
Εικόνα 3.23. Κατανομή του θερμικού βαθμού απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών κατά την διάρκεια της ημέρας για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις



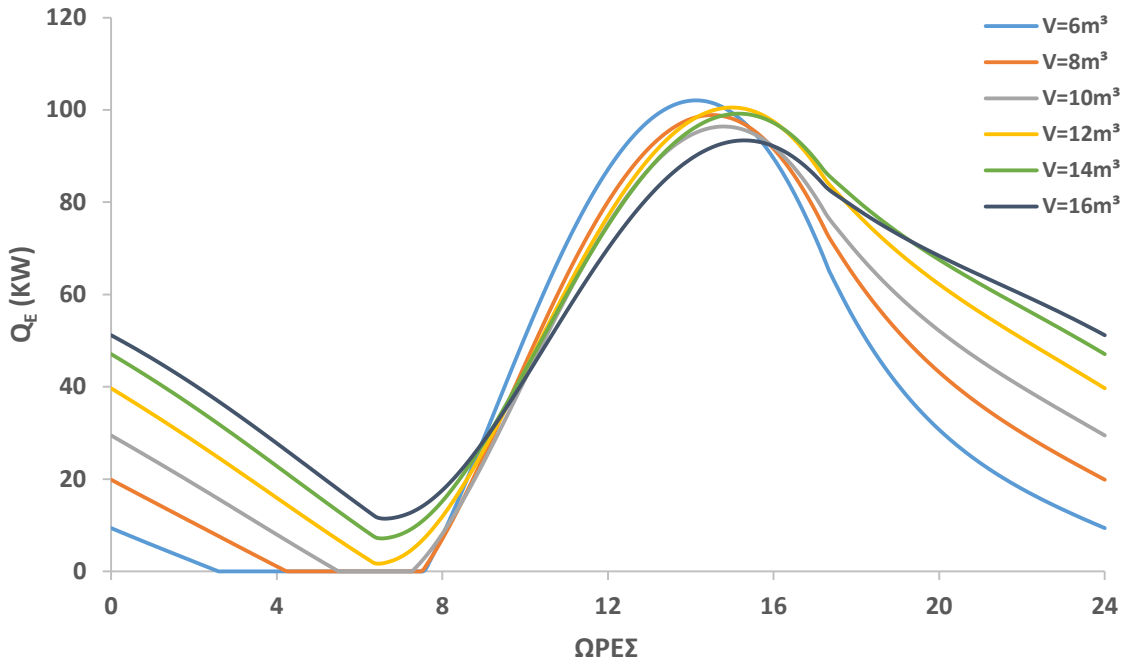
Εικόνα 3.24. Κατανομή της ωφέλιμης θερμότητας από τους ηλιακούς συλλέκτες κατά την διάρκεια της ημέρας για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις



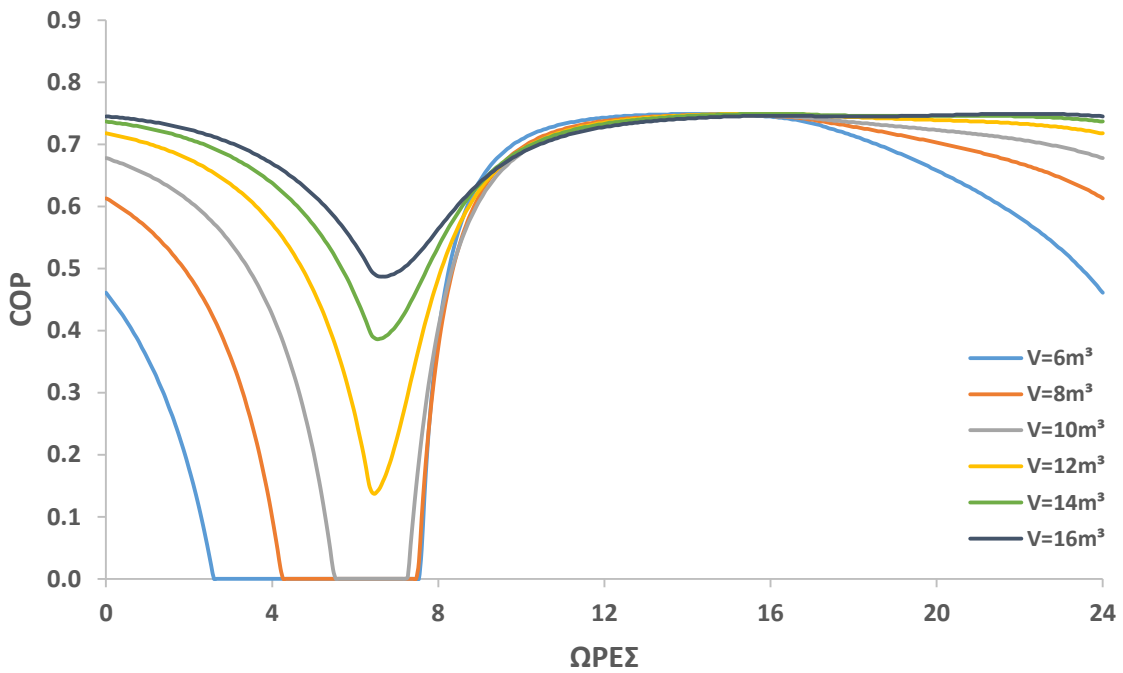
Εικόνα 3.25. Κατανομή της μέσης θερμοκρασίας στο δοχείο αποθήκευσης νερού κατά την διάρκεια της ημέρας για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις



Εικόνα 3.26. Κατανομή της θερμοκρασίας του αναγεννητή κατά την διάρκεια της ημέρας για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις

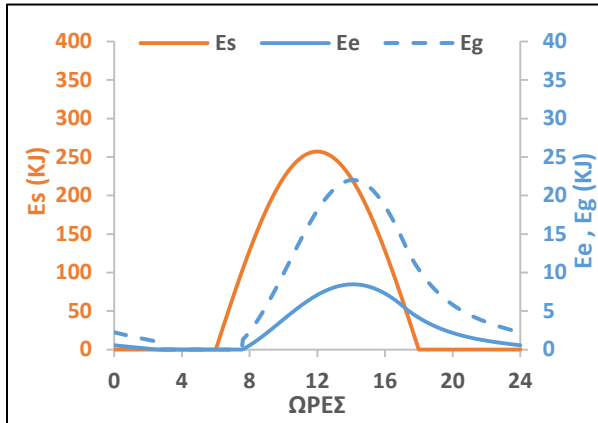


Εικόνα 3.27. Κατανομή του φορτίου ψύξης κατά την διάρκεια της ημέρας για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις

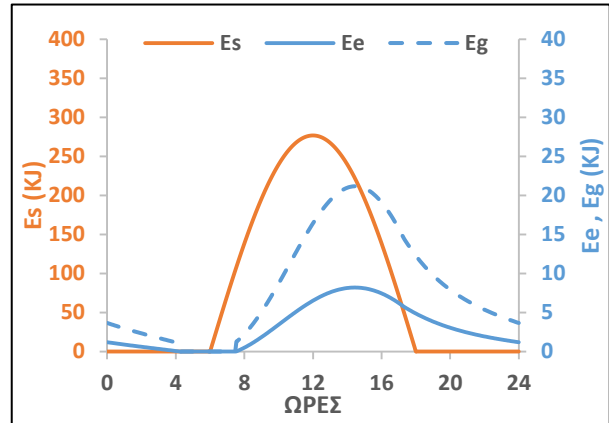


Εικόνα 3.28. Κατανομή του συντελεστή απόδοσης του ψύκτη COP κατά την διάρκεια της ημέρας για τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις

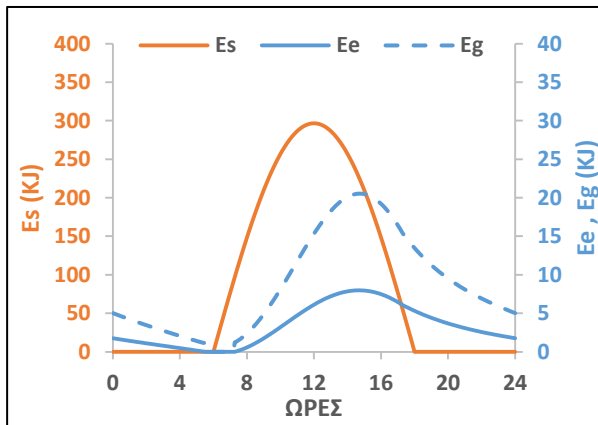
Περίπτωση 1 ($V=6 \text{ m}^3$, $A_c=325 \text{ m}^2$)



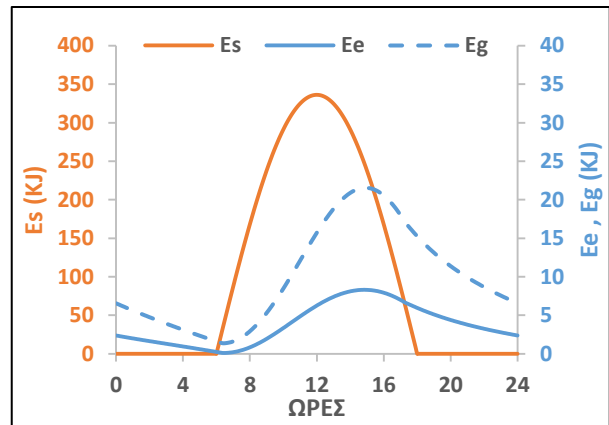
Περίπτωση 2 ($V=8 \text{ m}^3$, $A_c=350 \text{ m}^2$)



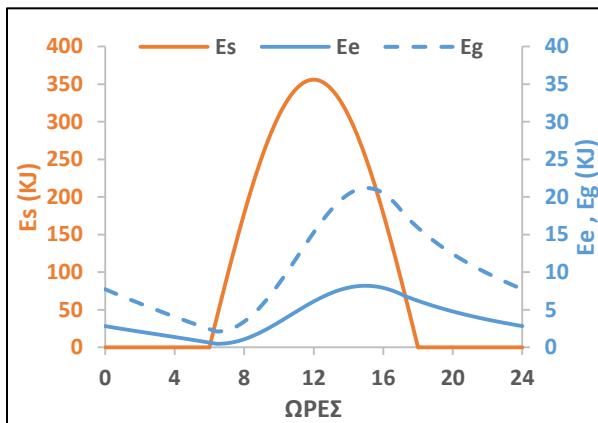
Περίπτωση 3 ($V=10 \text{ m}^3$, $A_c=375 \text{ m}^2$)



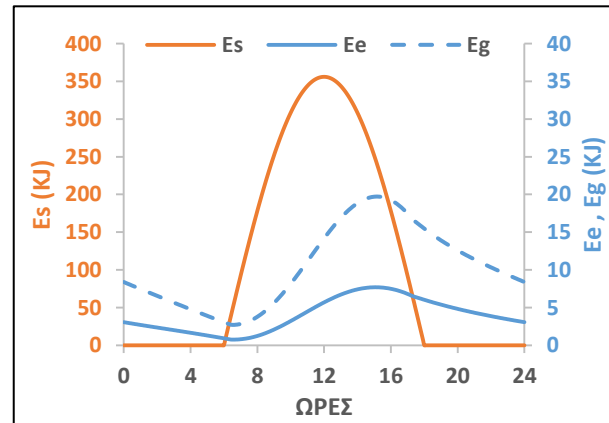
Περίπτωση 4 ($V=12 \text{ m}^3$, $A_c=425 \text{ m}^2$)



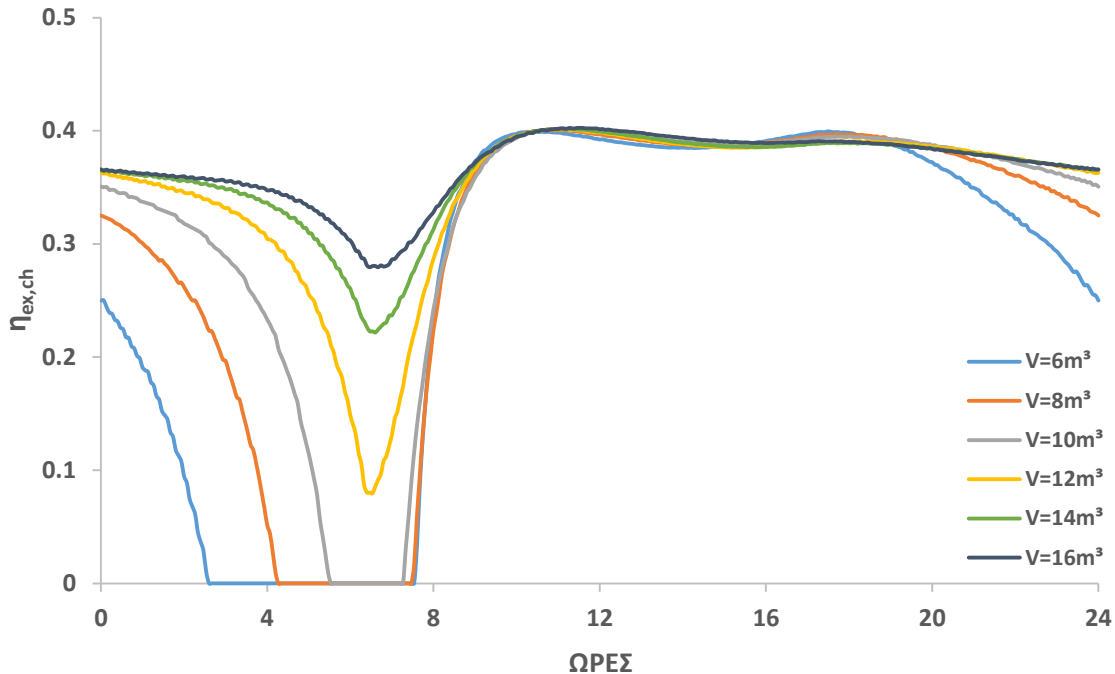
Περίπτωση 5 ($V=14 \text{ m}^3$, $A_c=450 \text{ m}^2$)



Περίπτωση 6 ($V=16 \text{ m}^3$, $A_c=450 \text{ m}^2$)



Εικόνα 3.29. Κατανομή των εξεργειακών ροών κατά την διάρκεια της ημέρας για όλες τις περιπτώσεις



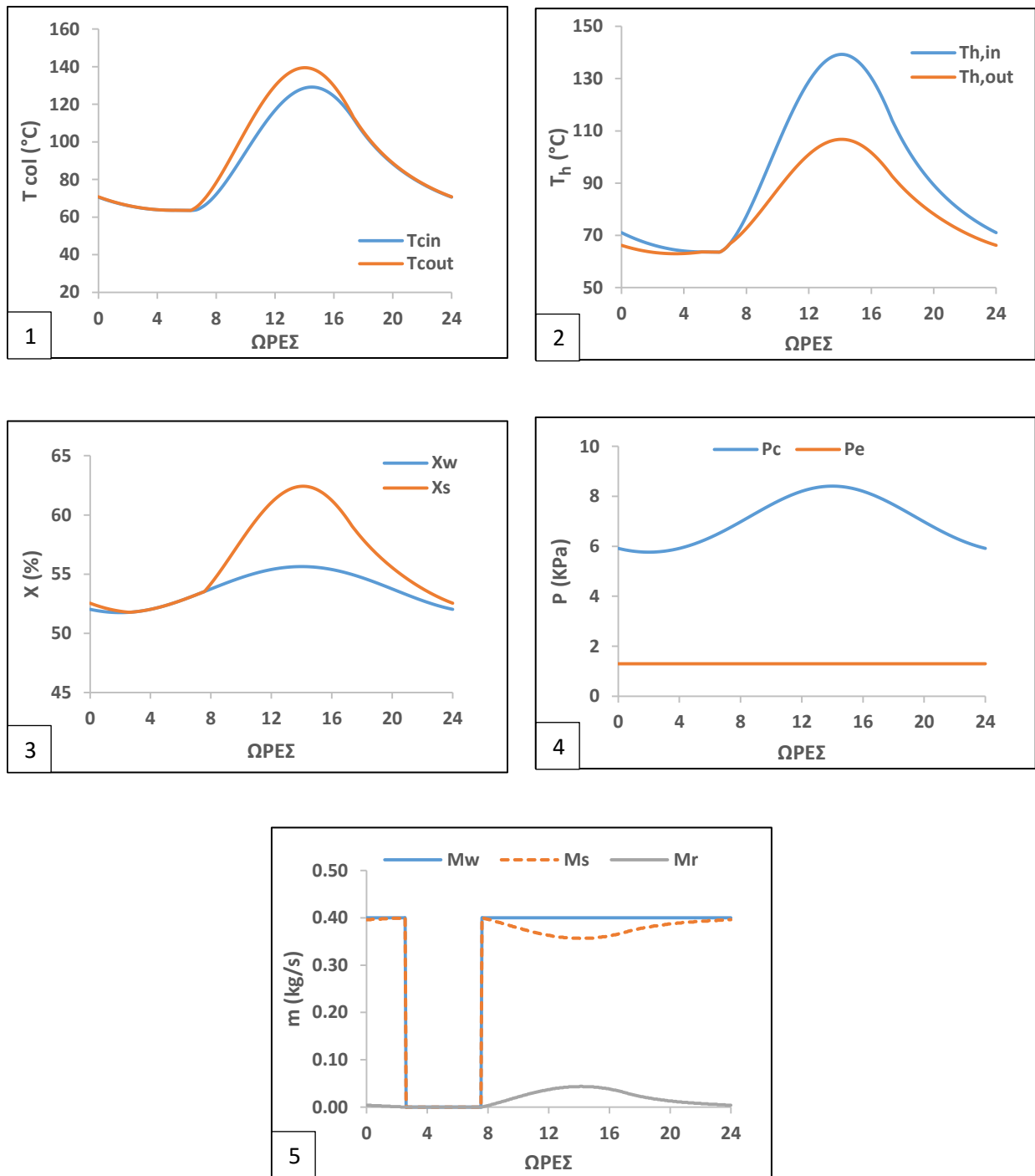
Εικόνα 3.30. Κατανομή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του ψύκτη κατά την διάρκεια της ημέρας για όλες τις περιπτώσεις

Στις επόμενες σελίδες παρουσιάζονται τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη, με τα οποία ολοκληρώνεται η περιγραφή της συμπεριφοράς του ηλιακού συστήματος ψύξης κατά τη διάρκεια της ημέρας, για όλες τις βέλτιστες περιπτώσεις. Πιο συγκεκριμένα, για κάθε βέλτιστη περίπτωση παρουσιάζονται τρεις εικόνες με διαγράμματα που δείχνουν την ημερήσια κατανομή των θερμοδυναμικών μεγεθών του συστήματος. Η πρώτη εικόνα απεικονίζει έξι διαγράμματα τα οποία είναι:

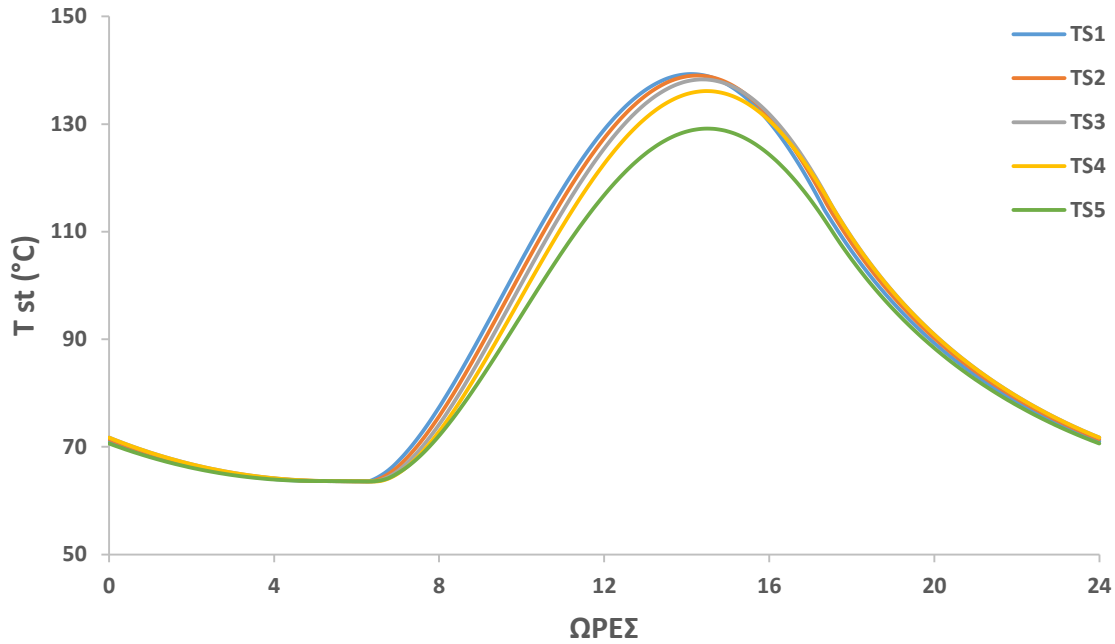
1. Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του ρευστού από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών
2. Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του ρευστού από τον αναγεννητή
3. Περιεκτικότητα ασθενούς και ισχυρού διαλύματος
4. Πιέσεις λειτουργίας του ψύκτη
5. Παροχές ψυκτικού μέσου, ασθενούς και ισχυρού διαλύματος

Η δεύτερη εικόνα δίνει την κατανομή της θερμοκρασίας του ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά την διάρκεια της ημέρας. Υπενθυμίζεται ότι, το δοχείο χωρίστηκε σε 5 οριζόντιες ζώνες ανάμειξης. Η τρίτη εικόνα απεικονίζει τη ροή θερμότητας στον αναγεννητή, στον απορροφητή, στον συμπυκνωτή, καθώς και την θερμότητα ψύξης του συστήματος, κατά τη διάρκεια της ημέρας.

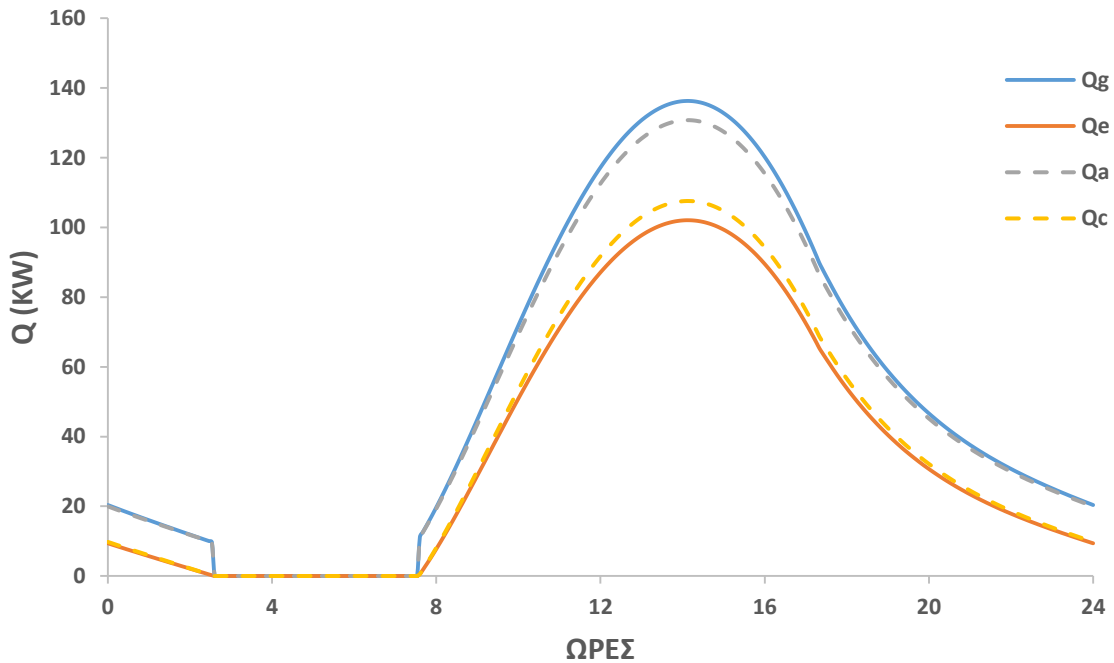
Περίπτωση 1 ($V=6 \text{ m}^3$, $A_c=325 \text{ m}^2$)



Εικόνα 3.31. Κατανομή διαφόρων μεγεθών του ηλιακού συστήματος ψύξης, κατά τη διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=6 \text{ m}^3$

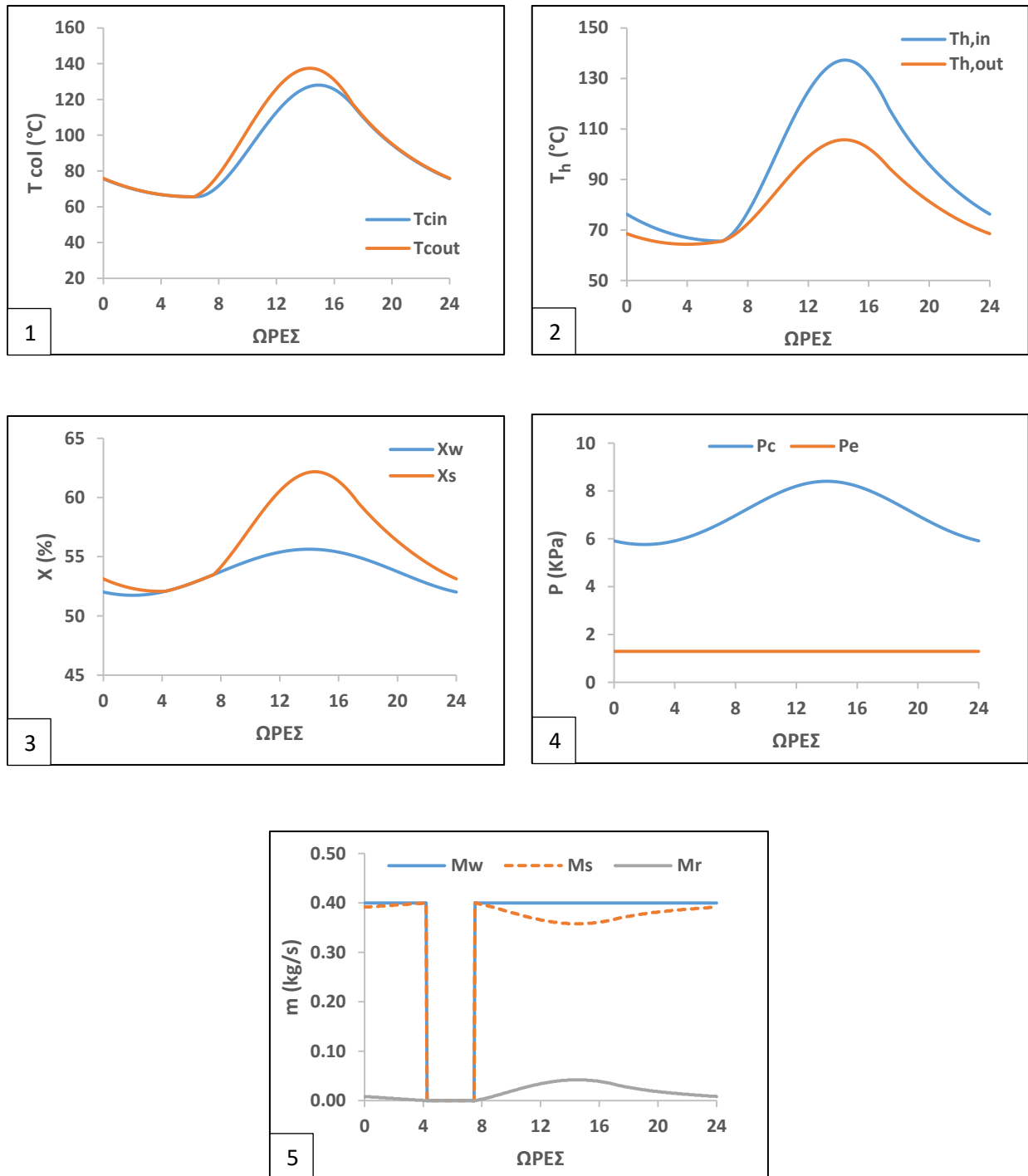


Εικόνα 3.32. Κατανομή της θερμοκρασίας ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=6 \text{ m}^3$

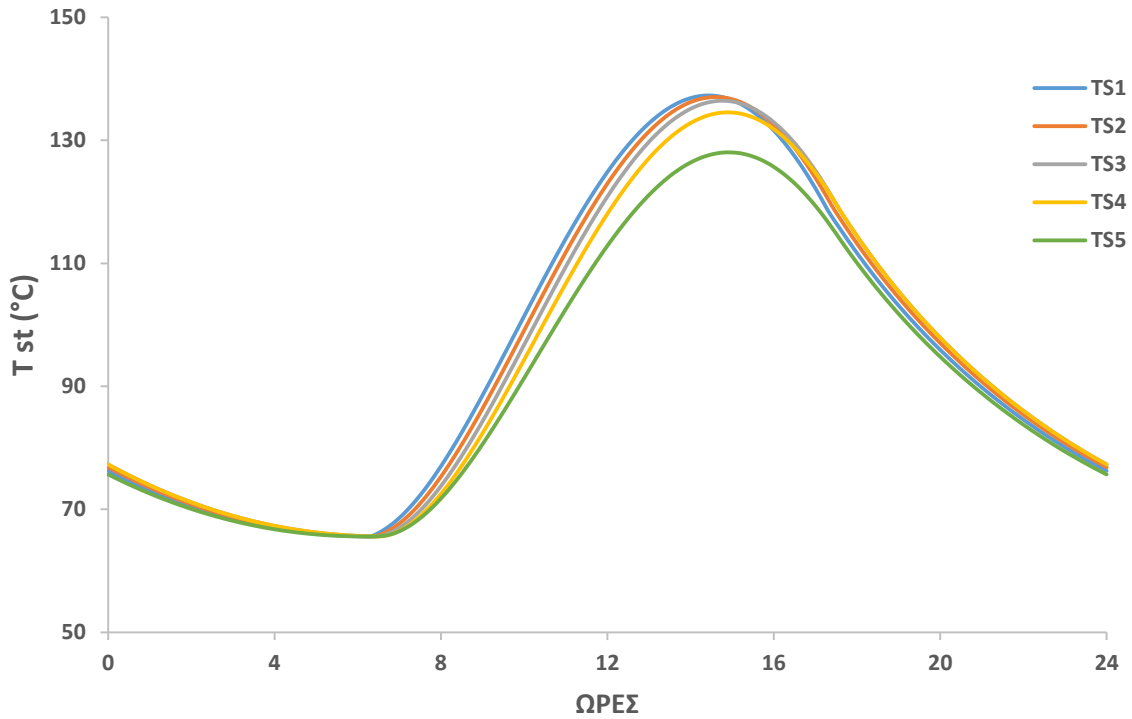


Εικόνα 3.33. Κατανομή της ροής θερμότητας των συσκευών του ψύκτη απορρόφησης, κατά τη διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=6 \text{ m}^3$

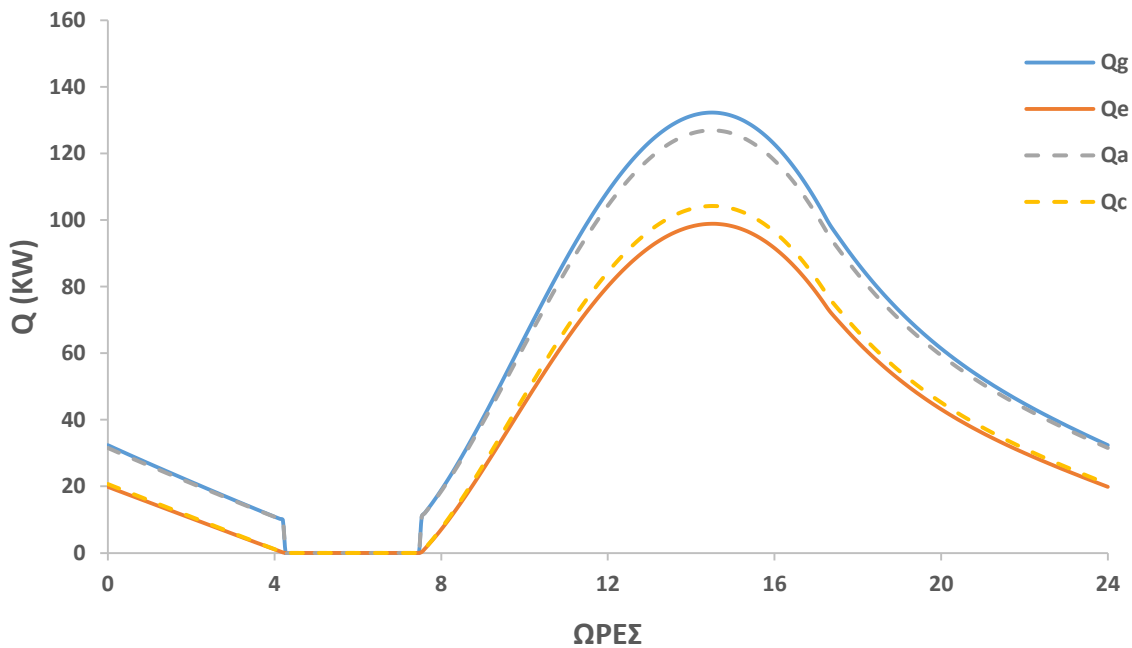
Περίπτωση 2 ($V=8 \text{ m}^3$, $A_c=350 \text{ m}^2$)



Εικόνα 3.34. Κατανομή διαφόρων μεγεθών του ηλιακού συστήματος ψύξης, κατά τη διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=8 \text{ m}^3$

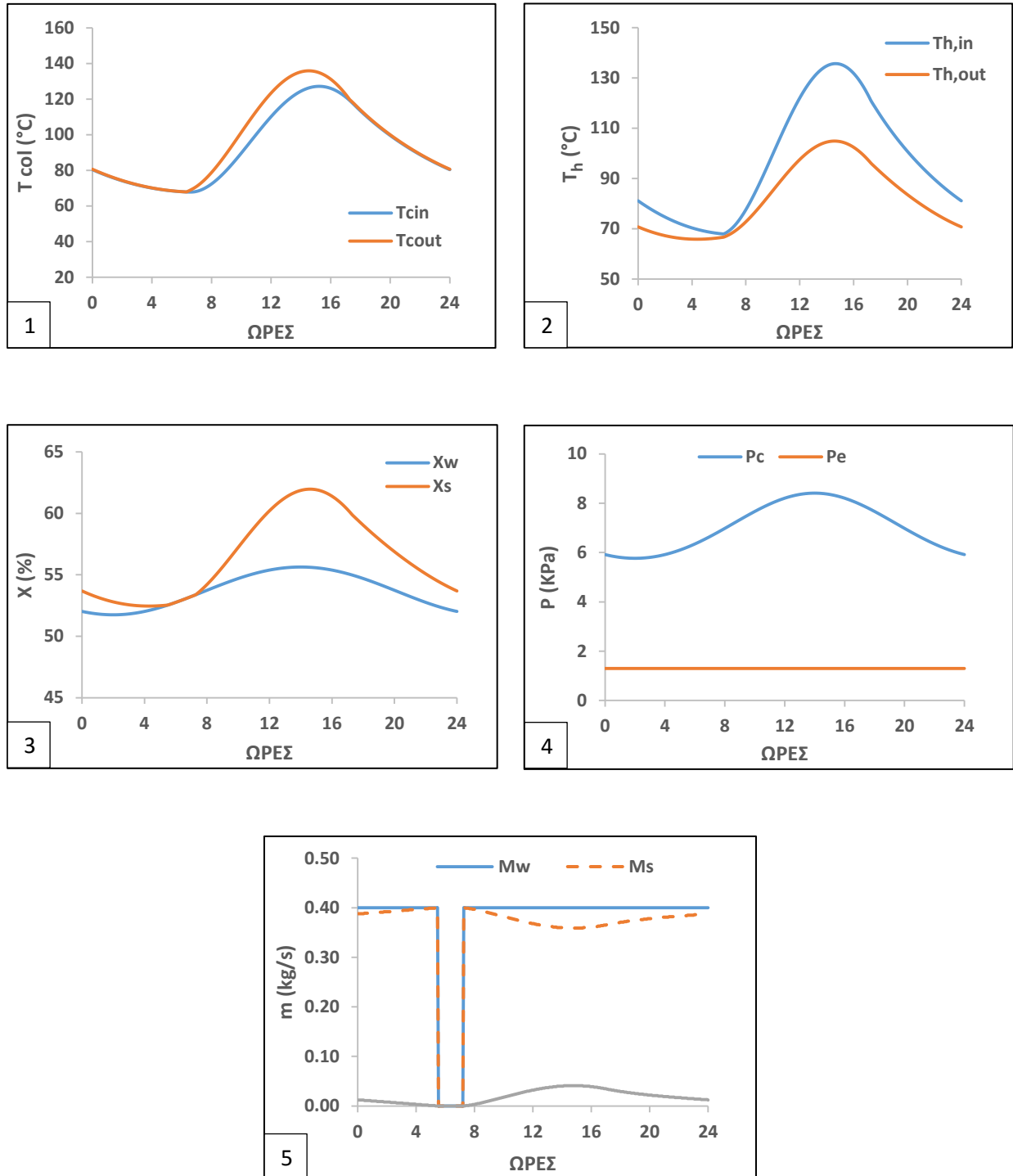


Εικόνα 3.35. Κατανομή της θερμοκρασίας ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=8 \text{ m}^3$

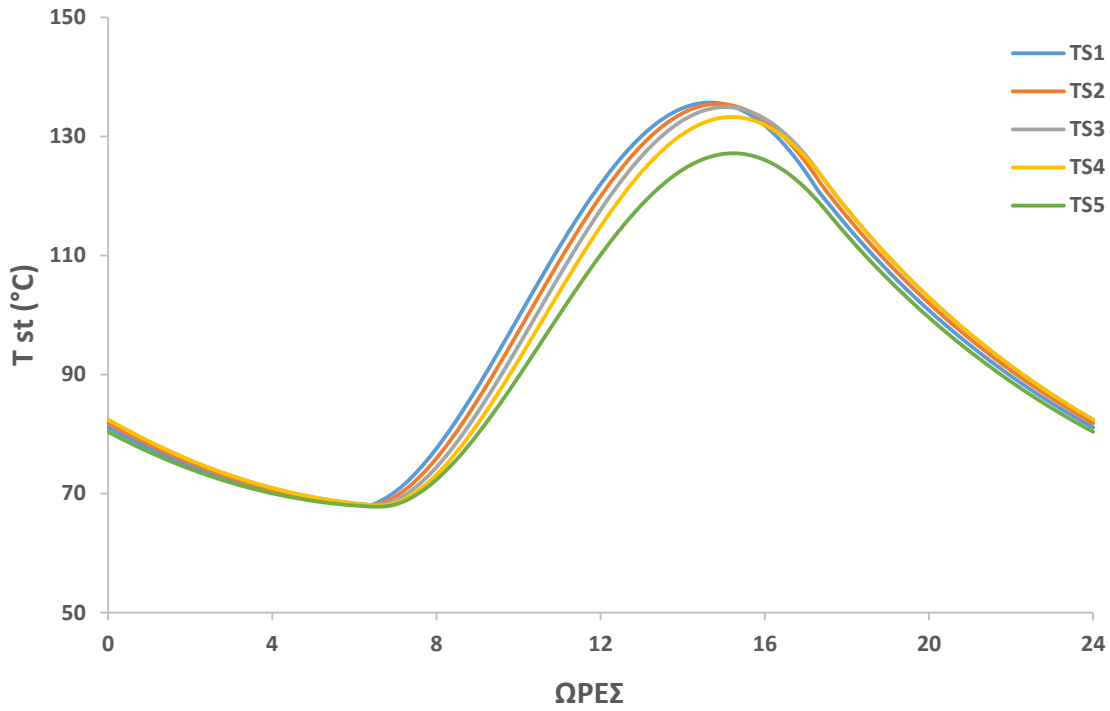


Εικόνα 3.36. Κατανομή της ροής θερμότητας των συσκευών του ψύκτη απορρόφησης, κατά τη διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=8 \text{ m}^3$

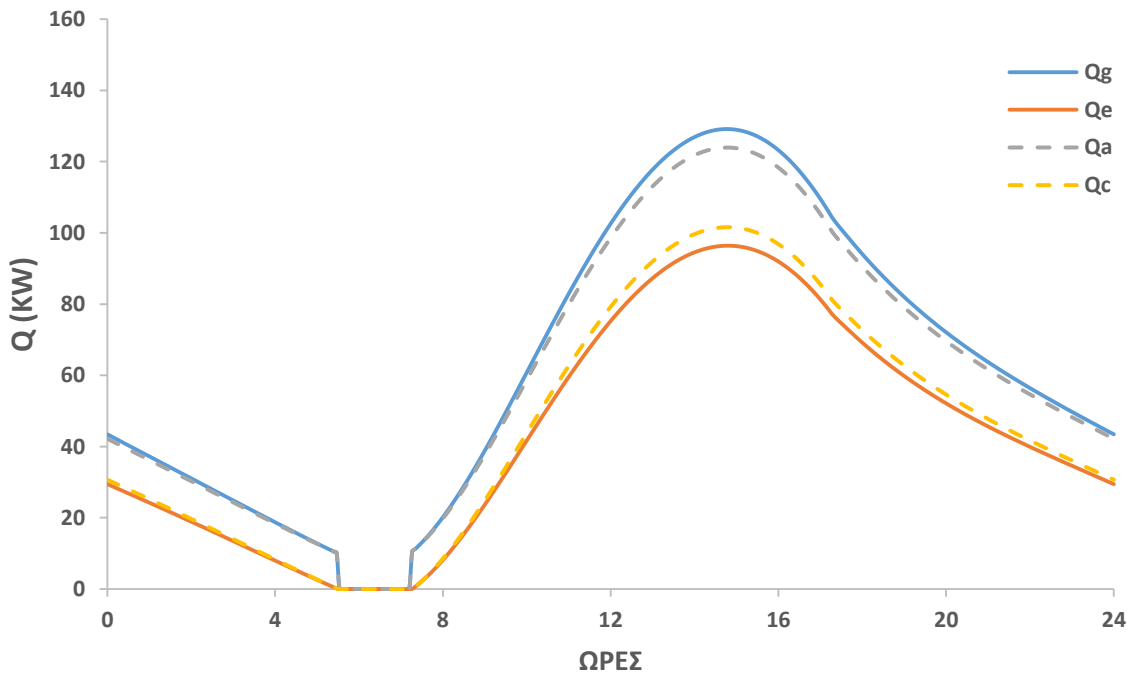
Περίπτωση 3 ($V=10 \text{ m}^3$, $A_c=375 \text{ m}^2$)



Εικόνα 3.37. Κατανομή διαφόρων μεγεθών του ηλιακού συστήματος ψύξης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=10 \text{ m}^3$

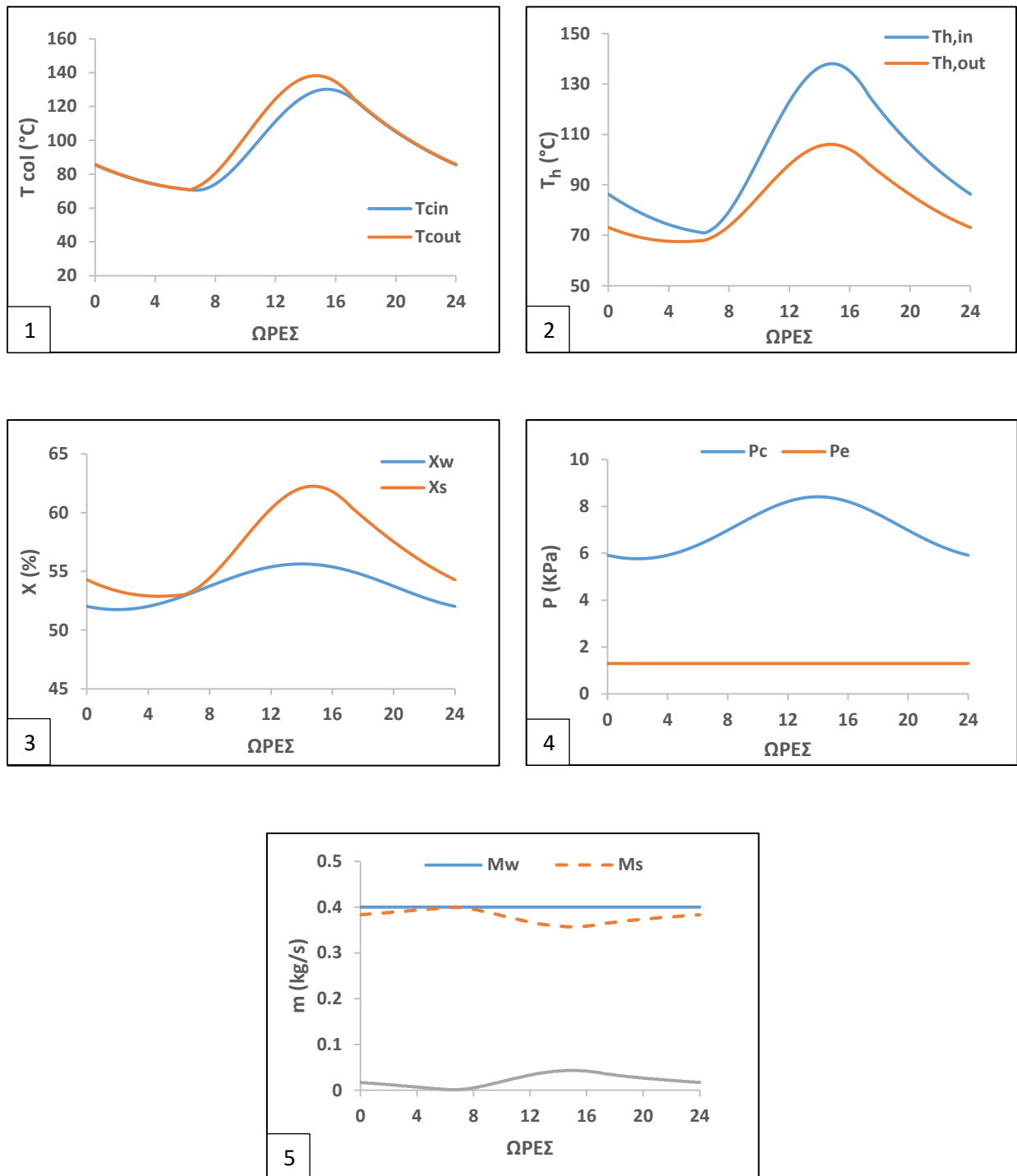


Εικόνα 3.38. Κατανομή της θερμοκρασίας ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=10\text{ m}^3$

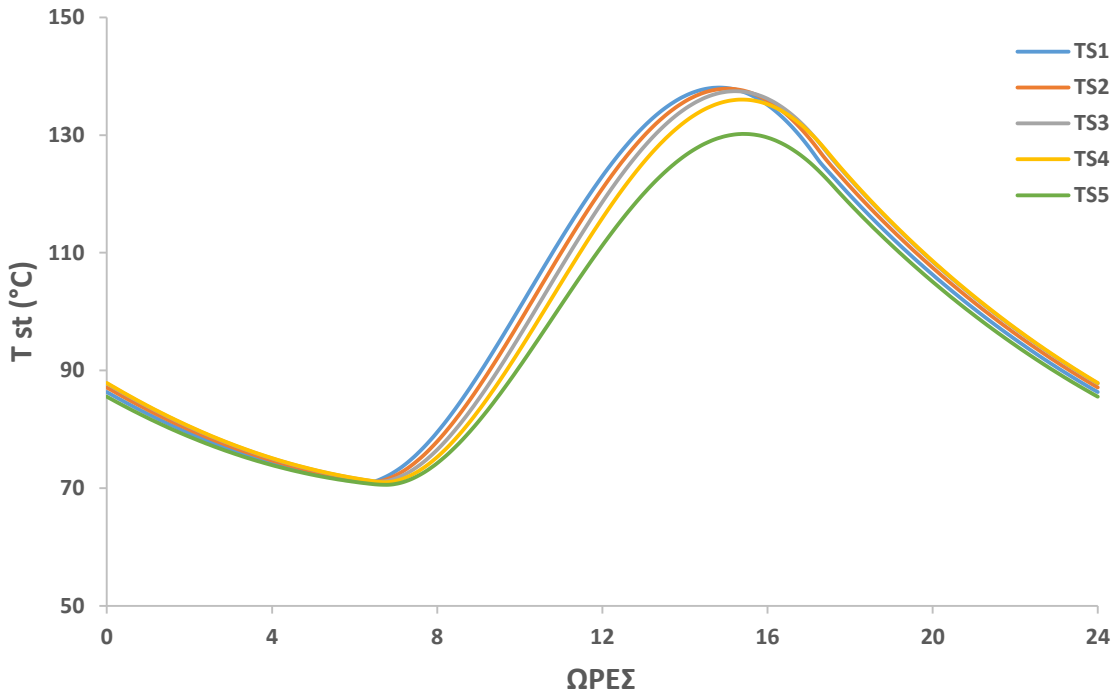


Εικόνα 3.39. Κατανομή της ροής θερμότητας των συσκευών του ψύκτη απορρόφησης, κατά τη διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=10\text{ m}^3$

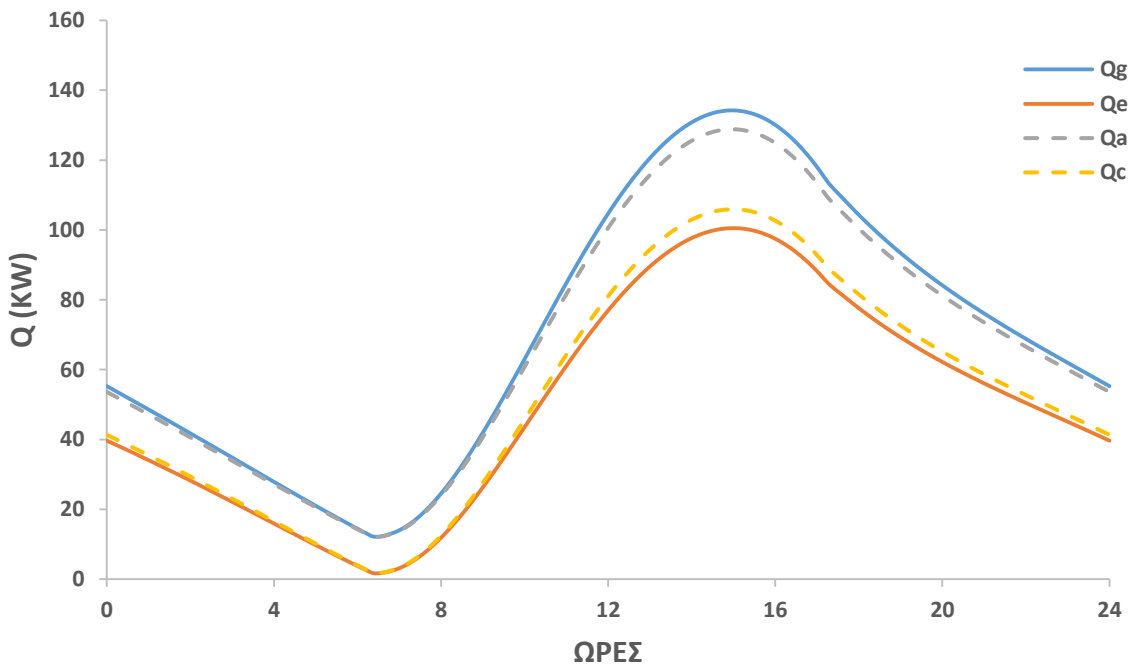
Περίπτωση 4 ($V=12 \text{ m}^3$, $A_c=425 \text{ m}^2$)



Εικόνα 3.40. Κατανομή διαφόρων μεγεθών του ηλιακού συστήματος ψύξης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=12 \text{ m}^3$

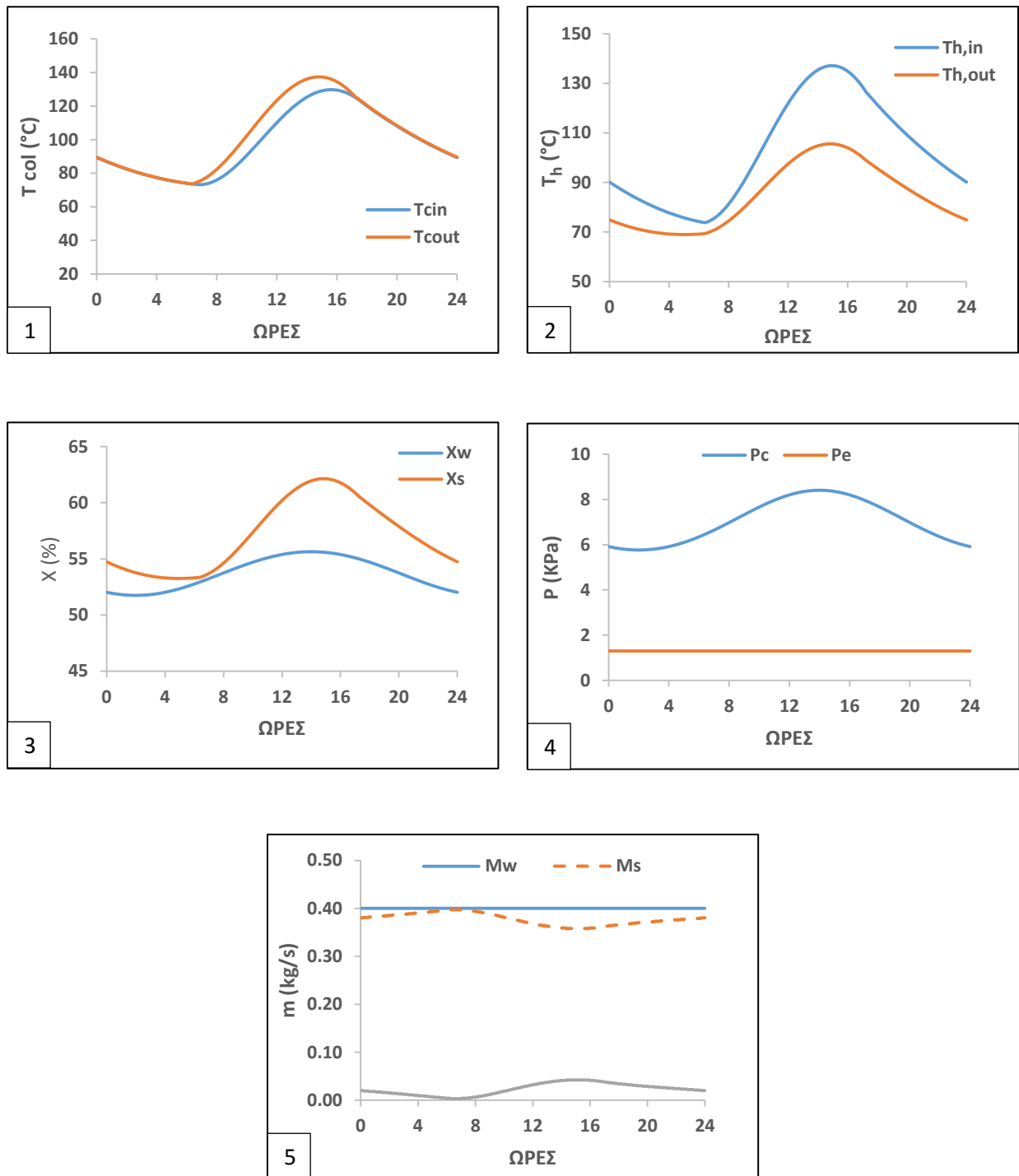


Εικόνα 3.41. Κατανομή της θερμοκρασίας ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=12 \text{ m}^3$

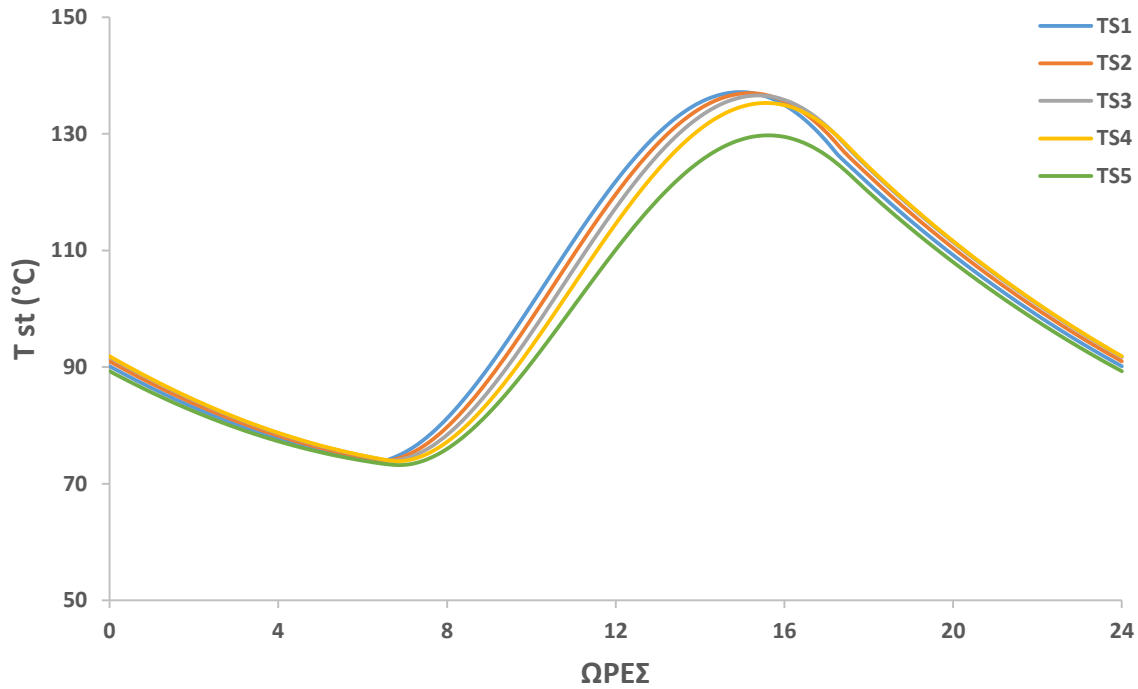


Εικόνα 3.42. Κατανομή της ροής θερμότητας των συσκευών του ψύκτη απορρόφησης, κατά τη διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=12 \text{ m}^3$

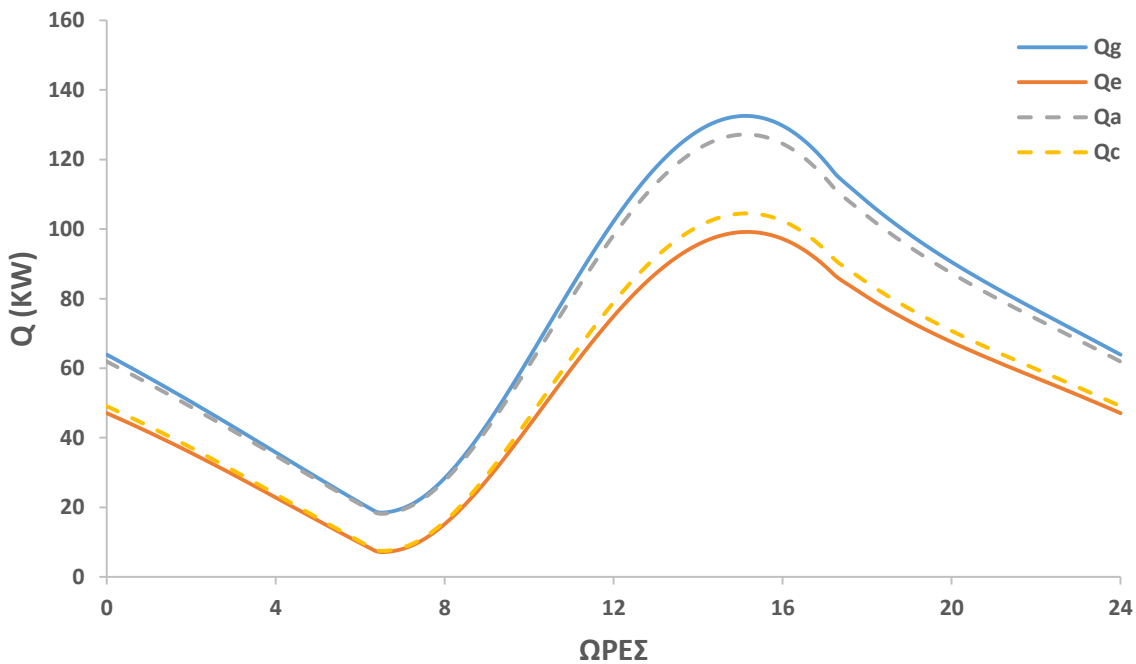
Περίπτωση 5 ($V=14 \text{ m}^3$, $A_c=450 \text{ m}^2$)



Εικόνα 3.43. Κατανομή διαφόρων μεγεθών του ηλιακού συστήματος ψύξης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=14 \text{ m}^3$

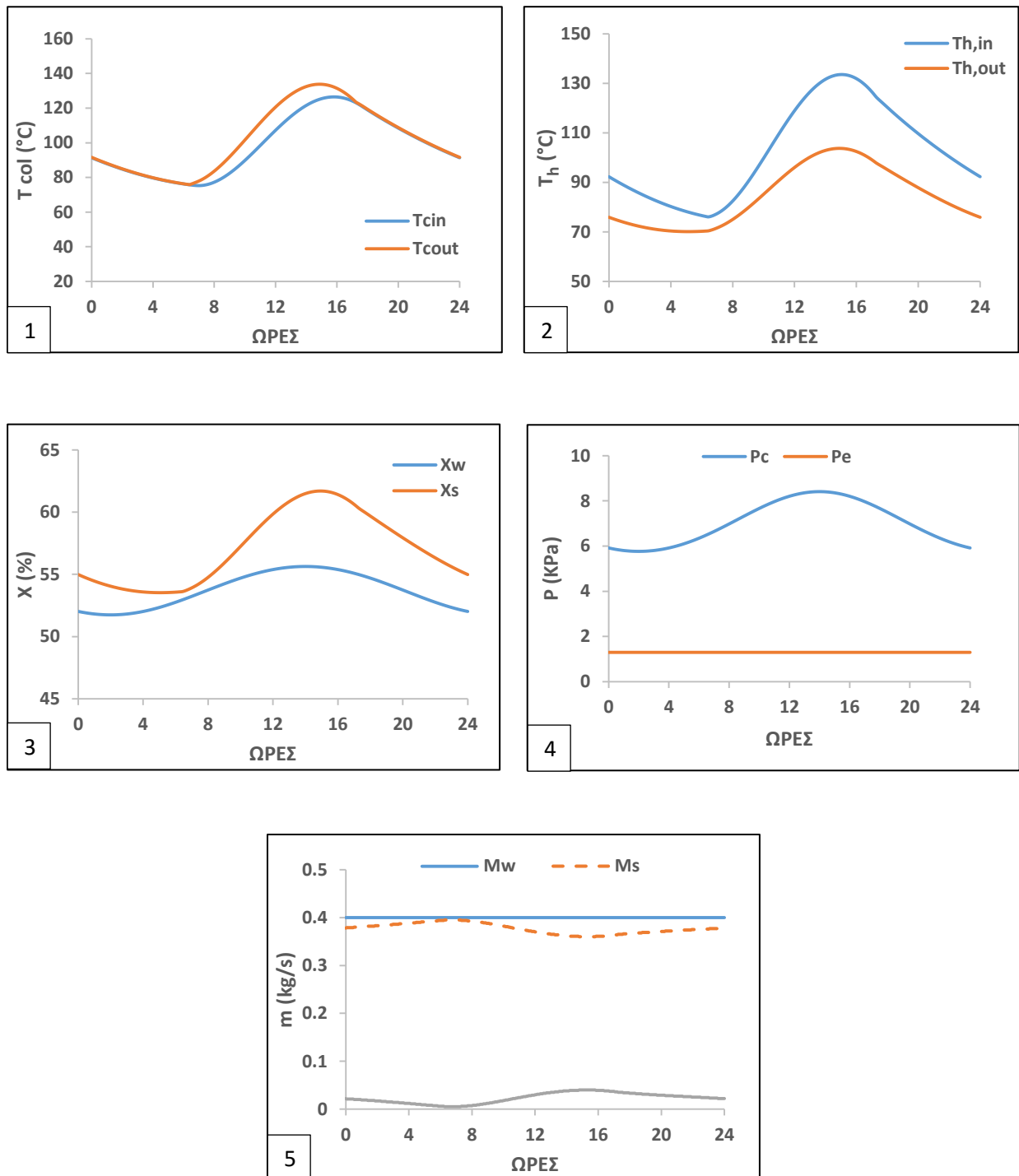


Εικόνα 3.44. Κατανομή της θερμοκρασίας ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=14 \text{ m}^3$

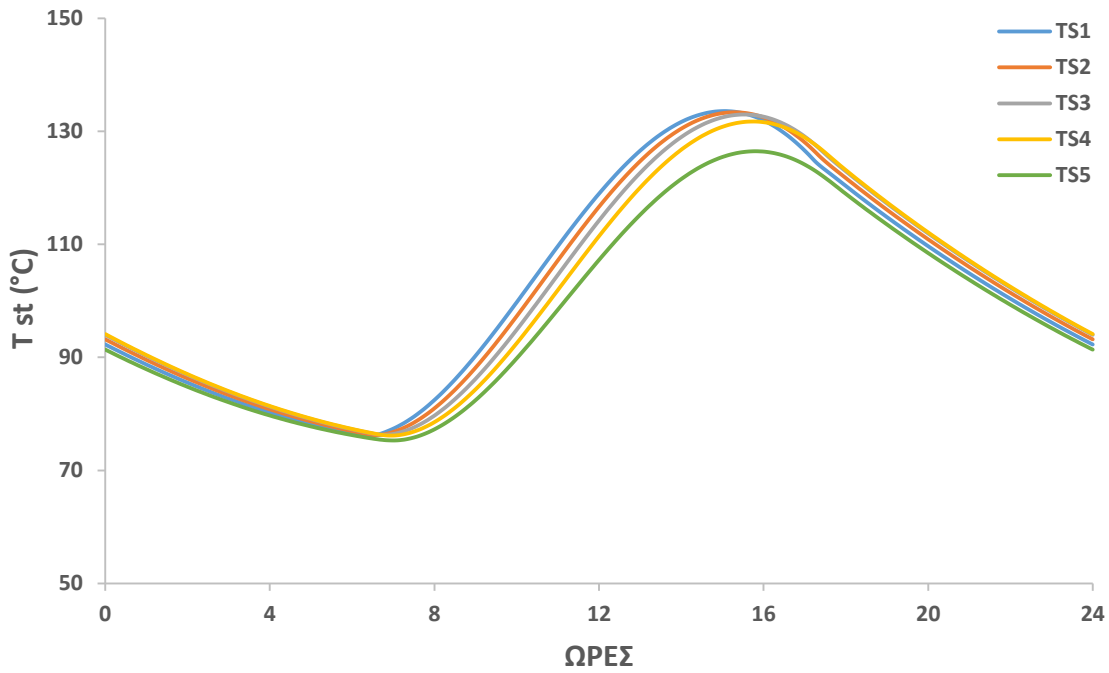


Εικόνα 3.45. Κατανομή της ροής θερμότητας των συσκευών του ψύκτη απορρόφησης, κατά τη διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=14 \text{ m}^3$

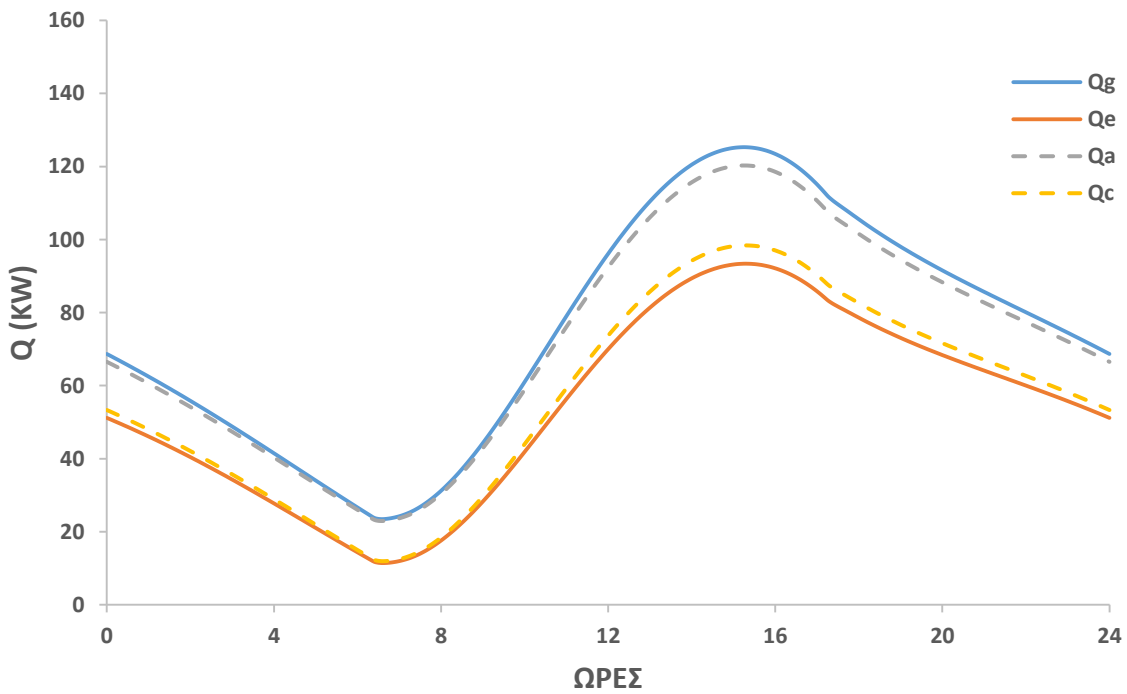
Περίπτωση 6 ($V=16 \text{ m}^3$, $A_c=450 \text{ m}^2$)



Εικόνα 3.46. Κατανομή διαφόρων μεγεθών του ηλιακού συστήματος ψύξης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=16 \text{ m}^3$



Εικόνα 3.47. Κατανομή της θερμοκρασίας ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά την διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=16 \text{ m}^3$



Εικόνα 3.48. Κατανομή της ροής θερμότητας των συσκευών του ψύκτη απορρόφησης, κατά τη διάρκεια της ημέρας για το δοχείο με όγκο $V=16 \text{ m}^3$

Όπως παρατηρείται από τα διαγράμματα όλων των βέλτιστων περιπτώσεων, η μορφή των καμπυλών είναι η ίδια, το οποίο είναι απολύτως λογικό. Αυτό που μεταβάλλεται σε κάθε περίπτωση είναι η διακύμανση του κάθε μεγέθους. Η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών, κατά την διάρκεια της νύκτας έχει την ίδια θερμοκρασία με την θερμοκρασία εισόδου. Για τα μικρότερα δοχεία, η ελάχιστη θερμοκρασία του ρευστού είναι περίπου 65 °C, ενώ για τα μεγαλύτερα δοχεία 80 °C. Η διαφορά αυτή οφείλεται στην μεγαλύτερη αποθήκευση θερμότητας που έχουν τα μεγάλα δοχεία.

Το διάγραμμα των πιέσεων είναι το ίδιο για όλες τις περιπτώσεις, αφού η χαμηλή πίεση εξαρτάται από τη θερμοκρασία ψύξης που είναι σταθερή, ενώ η υψηλή πίεση εξαρτάται από την μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Στα υπόλοιπα διαγράμματα, είναι εμφανής η περίοδος που δεν λειτουργεί ο ψύκτης στις περιπτώσεις όπου το δοχείο είναι μικρότερο.

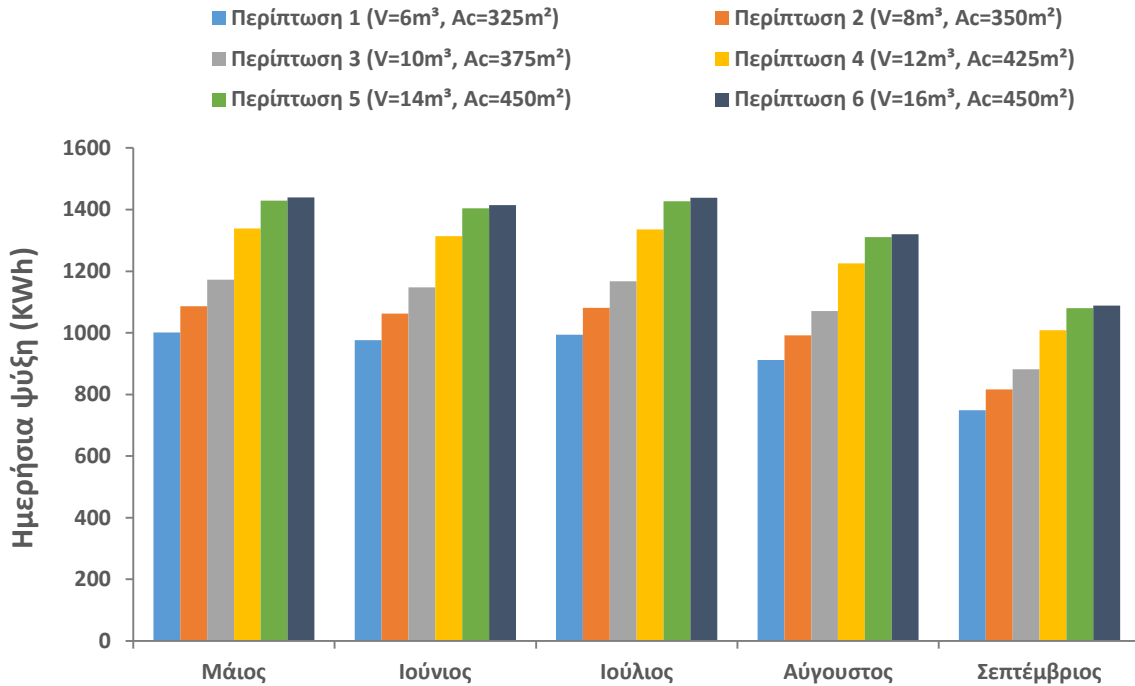
Χρήσιμα συμπεράσματα προκύπτουν από τα διαγράμματα που απεικονίζουν την κατανομή της θερμοκρασίας του ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης. Η θερμοκρασία του ρευστού στο κάτω μέρος του δοχείου αποθήκευσης έχει την χαμηλότερη τιμή του, και καθώς ανεβαίνει προς τα πάνω αυξάνει. Αυτό είναι λογικό γιατί στο πάνω μέρος εισέρχεται ζεστό νερό από τους ηλιακούς συλλέκτες, ενώ στο κάτω μέρος εισέρχεται το ρευστό από τον αναγεννητή που έχει μικρότερη θερμοκρασία. Επίσης, στα μικρά δοχεία η κατώτερη θερμοκρασία (κατά την διάρκεια της νύκτας) είναι 62 °C, ενώ στα μεγαλύτερα 80 °C. Ο λόγος είναι η διαφορετική αποθήκευση θερμότητας στο σύστημα, η οποία είναι ανάλογη του όγκου του δοχείου.

3.4.4. Οικονομική αξιολόγηση των βέλτιστων περιπτώσεων

Στην παρούσα παράγραφο, παρουσιάζεται η οικονομική αξιολόγηση των έξι βέλτιστων περιπτώσεων που προσδιορίστηκαν με την ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση. Οι οικονομικοί δείκτες που θα υποδείξουν την πιο κατάλληλη περίπτωση είναι, η καθαρή παρούσα αξία NPV, ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR, η περίοδος αποπληρωμής PP και η απλή περίοδος αποπληρωμής SPP.

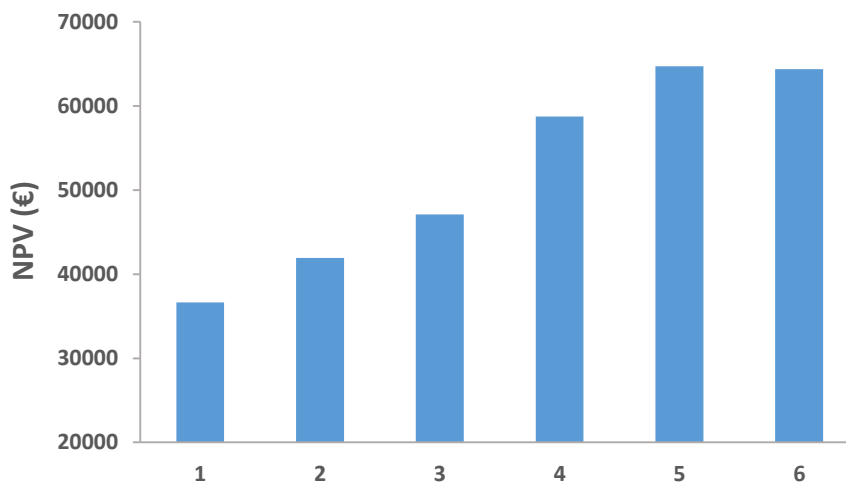
Για την οικονομική αξιολόγηση, λήφθηκε υπόψη όλη η θερινή περίοδος, από τον Μάιο μέχρι τον Σεπτέμβριο. Η εικόνα 3.49 απεικονίζει την ημερήσια παραγωγή ψύξης για όλους τους θερινούς μήνες, για τις έξι επιλεγμένες περιπτώσεις. Το διάγραμμα αφορά την τυπική ημέρα του κάθε μήνα. Όπως παρατηρείται, η παραγωγή ψύξης είναι μεγαλύτερη κατά τον μήνα Μάιο. Ο λόγος είναι ότι, η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος σε αυτόν τον μήνα είναι χαμηλότερη, με αποτέλεσμα ο ψύκτης να αποδίδει καλύτερα. Αυτό αποδείχτηκε στην παράγραφο 3.3.5, όπου ο συντελεστής COP είναι αντιστρόφως ανάλογος της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή, άρα και του περιβάλλοντος.

Από την ημερήσια παραγωγή ψύξης της τυπικής ημέρας κάθε μήνα, προκύπτει η αντίστοιχη μηνιαία. Αθροίζοντας τις ποσότητες αυτές, προκύπτει η ετήσια παραγωγή ψύξης, από την οποία προσδιορίζονται τα ετήσια κέρδη από το σύστημα. Υπενθυμίζεται ότι, τα ετήσια κέρδη CF_{net} υπολογίζονται ως κέρδη από την παραγωγή ψύξης μείον τις δαπάνες για την συντήρηση και λειτουργία του συστήματος. Για τους υπολογισμούς έχει θεωρηθεί ότι, χρησιμοποιείται όλη η παραγόμενη ψύξη.

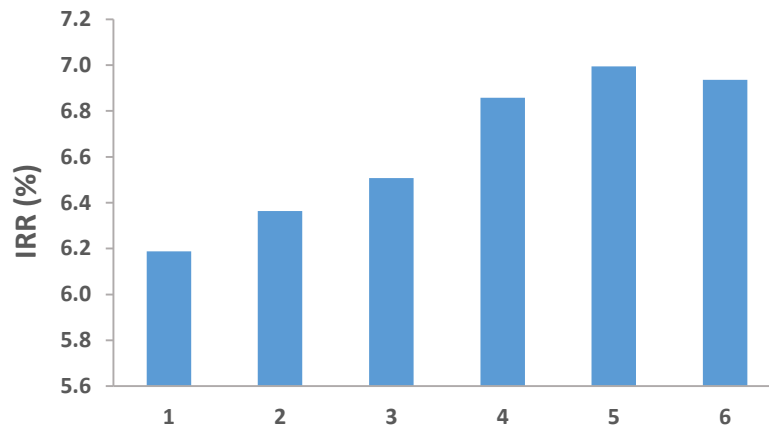


Εικόνα 3.49. Ημερήσια παραγωγή ψύξης για τις έξι επιλεγμένες περιπτώσεις για όλη τη θερινή περίοδο

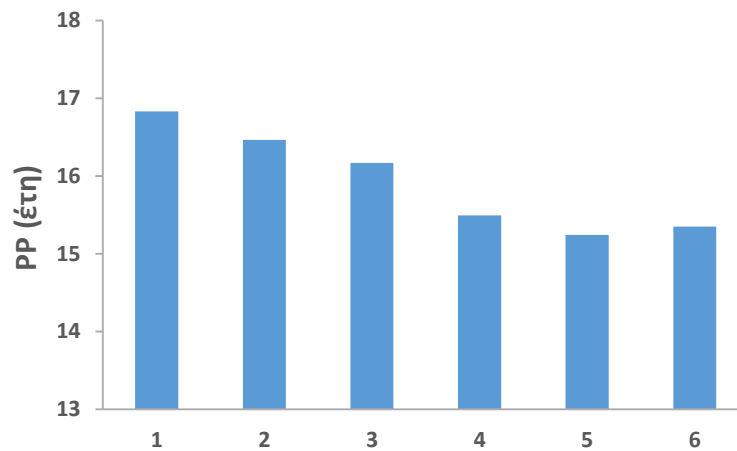
Οι εικόνες 3.50 έως 3.53 παρουσιάζουν τους οικονομικούς δείκτες για τις έξι επιλεγμένες περιπτώσεις. Όλοι οι δείκτες αποδεικνύουν ότι το βέλτιστο οικονομικά σύστημα, είναι αυτό της περίπτωσης 5 με όγκο δοχείου αποθήκευσης 14 m³ και επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών ίση με 450 m². Τα αναλυτικά αποτελέσματα όλων των έξι εξεταζόμενων περιπτώσεων, συγκεντρώνονται στον πίνακα 3.12.



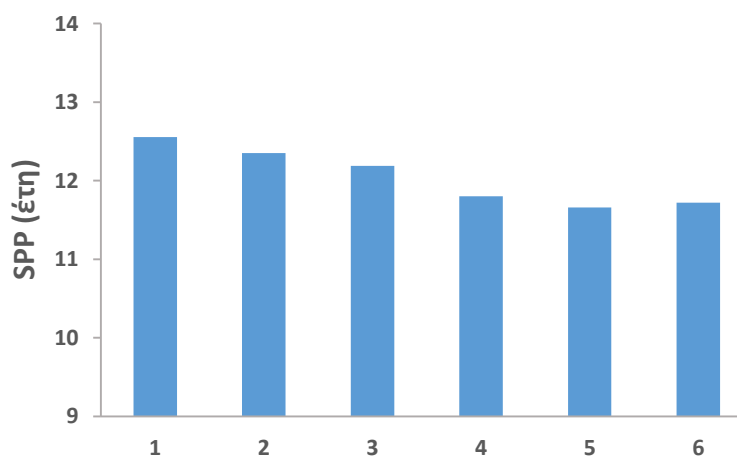
Εικόνα 3.50. Καθαρή παρούσα αξία NPV για τις έξι επιλεγμένες περιπτώσεις



Εικόνα 3.51. Συντελεστής εσωτερικής απόδοσης IRR για τις έξι επιλεγμένες περιπτώσεις



Εικόνα 3.52. Περίοδος αποπληρωμής PP για τις έξι επιλεγμένες περιπτώσεις



Εικόνα 3.53. Απλή περίοδος αποπληρωμής SPP για τις έξι επιλεγμένες περιπτώσεις

Πίνακας 3.12. Οικονομική αξιολόγηση των έξι επιλεγμένων περιπτώσεων

Περίπτωση	V (m ³)	A (m ²)	C ₀ (€)	NPV (€)	IRR (%)	PP (Έτη)	SPP (Έτη)
1	6	325	117250	36643	6.188	16.83	12.56
2	8	350	125500	41933	6.364	16.46	12.35
3	10	375	133750	47102	6.508	16.17	12.19
4	12	425	148250	58747	6.859	15.49	11.80
5	14	450	156500	64729	6.995	15.24	11.66
6	16	450	158500	64378	6.936	15.35	11.72

3.5. Παρατηρήσεις

Σε αυτή τη μελέτη, εξετάστηκαν συνολικά 4 δοχεία με διαφορετικό όγκο και 19 συλλεκτικές επιφάνειες. Η βελτιστοποίηση του συστήματος έγινε για μια τυπική μέρα του καλοκαιριού. Από την ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση όλων των συνδυασμών, προέκυψε για κάθε δοχείο η βέλτιστη συλλεκτική επιφάνεια, με βασικό κριτήριο την μεγιστοποίηση του ημερήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος.

Η συμπεριφορά του συστήματος κατά τη διάρκεια της ημέρας είναι παρόμοια για όλες τις περιπτώσεις, ειδικά τις ώρες που υπάρχει έντονη ηλιακή ακτινοβολία. Οι περιπτώσεις με μεγάλα δοχεία αποθήκευσης έχουν λίγο χαμηλότερη απόδοση το μεσημέρι σε σχέση με τα μικρά. Παρόλα αυτά, τα μεγάλα δοχεία έχουν μεγαλύτερη απόδοση κατά τη διάρκεια της νύκτας, όπου τα μικρότερα δοχεία έχουν κακή απόδοση.

Για τον προσδιορισμό του βέλτιστου συστήματος, γίνεται μια οικονομική αξιολόγηση των έξι περιπτώσεων. Η περίπτωση 5, με δοχείο αποθήκευσης 12 m³ και συλλεκτική επιφάνεια 450 m², αποδεικνύεται η καλύτερη σύμφωνα με όλους τους οικονομικούς δείκτες. Για την αξιολόγηση αυτή, λήφθηκε υπόψη όλη η θερινή περίοδος, από τον Μάιο μέχρι τον Σεπτέμβριο για μια πιο ρεαλιστική ανάλυση του κλίματος της Αθήνας.

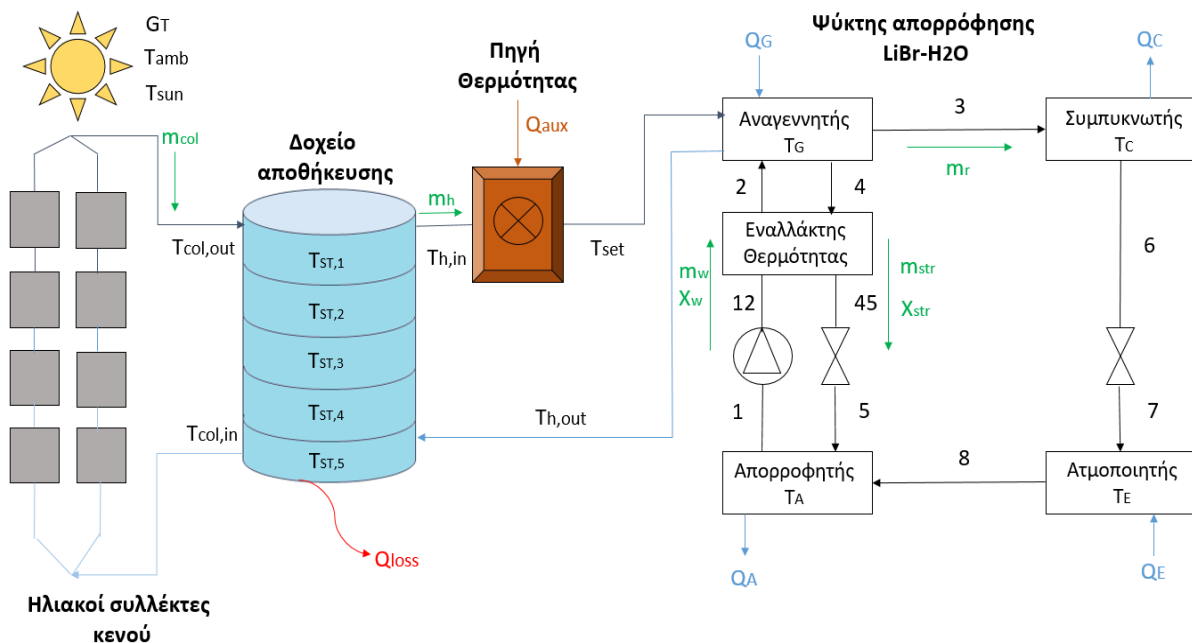
Ένα ενδιαφέρον αποτέλεσμα αποτελεί η υψηλή παραγωγή ψύξης τον Μάιο, ένα μήνα με χαμηλό ηλιακό δυναμικό. Εξήγηση αυτού αποτελεί, η χαμηλή μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος σε αυτόν τον μήνα, με αποτέλεσμα ο ψύκτης να αποδίδει καλύτερα. Γενικά, τα συστήματα ηλιακής ψύξης αποδίδουν καλύτερα σε περιοχές όπου υπάρχει ικανοποιητικό ηλιακό δυναμικό, αλλά όχι πολύ υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΗΛΙΑΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΛΕΒΗΤΑ ΒΙΟΜΑΖΑΣ

4.1. Περιγραφή του συστήματος

Στο κεφάλαιο αυτό, πραγματοποιείται μελέτη ενός ηλιακού συστήματος ψύξης, παραλλαγή του πρώτου. Η διαφορά τους έγκειται στην ύπαρξη μιας επιπλέον πηγής θερμότητας. Αυτή η περίπτωση είναι πιο ρεαλιστική, αφού στις περισσότερες εφαρμογές ηλιακής ψύξης το θερμό ρευστό προέρχεται από το συνδυασμό του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών και της πηγής θερμότητας. Η πηγή θερμότητας συνήθως, είναι λέβητας πετρελαίου, φυσικού αερίου ή βιομάζας και τίθεται σε λειτουργία όταν η θερμότητα που προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες, δεν είναι αρκετή.

Το εξεταζόμενο σύστημα (εικόνα 4.1) αφορά ένα γραφείο στην περιοχή της Αθήνας, που λειτουργεί από τις 09:00 μέχρι τις 18:00. Το σύστημα αυτό αποτελείται από τέσσερις βασικές συσκευές: α) τους ηλιακούς συλλέκτες με σωλήνες κενού, β) το δοχείο αποθήκευσης νερού, γ) την επιπλέον πηγή θερμότητας και δ) έναν μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο LiBr – H₂O. Σαν πηγή θερμότητας, επιλέχθηκε λέβητας βιομάζας. Η λειτουργία του συστήματος είναι η ίδια με αυτή που περιγράφηκε στο κεφάλαιο 3. Αυτό που διαφοροποιείται σε αυτό το σύστημα, είναι ότι υπάρχει περιορισμός σε ότι αφορά το ζεστό νερό που εισέρχεται στον αναγεννητή. Η θερμοκρασία αυτή T_{set} δεν πρέπει να είναι χαμηλότερη από μια θερμοκρασία αναφοράς. Όταν η θερμοκρασία του νερού στο δοχείο αποθήκευσης είναι κάτω από αυτό το όριο, τότε τίθεται σε λειτουργία ο λέβητας βιομάζας. Μια επιπλέον σημαντική διαφορά αυτού του συστήματος, είναι ότι ο ψύκτης λειτουργεί κατά το διάστημα 09:00 – 18:00.



Εικόνα 4.1. Το εξεταζόμενο σύστημα ηλιακής ψύξης

4.2. Λέβητας Pellet και βιομάζας

Στην παρούσα παράγραφο, παρουσιάζεται η επιπρόσθετη πηγή θερμότητας του εξεταζόμενου συστήματος. Επιλέχθηκε ο λέβητας Pellet και βιομάζας ZEFIROS LPV150, ο οποίος μπορεί να κάψει κάθε είδους καύσιμη ύλη. Το κόστος του λέβητα ανέρχεται στις 6.000 € [30]. Παρακάτω δίνονται τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του λέβητα [30].

Τεχνικά χαρακτηριστικά

- Διαστάσεις Μ-Π-Υ (mm) 1400-1690-1700 mm
- Απόδοση (kW) 150 kW
- Απόδοση (cal/h) 129.00 cal/h
- Σιλό για αποθήκευση (lt) 450 lt

Το σύστημα καύσης που αναλαμβάνει την τροφοδοσία του λέβητα με καύσιμο, αποτελείται από το κυρίως σώμα (σασί), τον κώνο καύσης, τους κοχλίες τροφοδοσίας, τον ηλεκτροκινητήρα με τον μειωτήρα και το φουσητήρα. Το κυρίως σώμα (σασί) είναι το επίκεντρο του λέβητα αφού προσαρμόζονται επάνω του όλα τα εξαρτήματα του συστήματος. Το σχήμα του επιτρέπει την απευθείας μεταφορά του αέρα στο εσωτερικό του λέβητα. Στο εσωτερικό του βρίσκονται οι δύο κοχλίες μεταφοράς καυσίμου, ενώ διαθέτει φλάντζα για σύνδεση με το σιλό. Ο κώνος καύσης βρίσκεται στο εσωτερικό του λέβητα και η δομή του επιτρέπει την ομοιόμορφη καύση σε όλη τη επιφάνεια του υλικού. Είναι κατασκευασμένο από πυρίμαχο χάλυβα για να αντέχει στις υψηλές θερμοκρασίες της φλόγας. Ο ηλεκτροκινητήρας με τον μειωτήρα δίνει κίνηση στους κοχλίες τροφοδοσίας μέσω αλυσίδων κινήσεως. Ο φουσητήρας είναι υπεύθυνος για την διοχέτευση του αέρα, που είναι απαραίτητος για την καύση στο εσωτερικό του λέβητα. Η ποσότητα του αέρα ρυθμίζεται από τον πίνακα ελέγχου. Τέλος, το σιλό χρησιμοποιείται για την αποθήκευση του καυσίμου. Είναι συνδεδεμένο πάνω στο κυρίως σώμα του συστήματος καύσης.

Πλεονεκτήματα

- Αυτόματο σύστημα πυρόσβεσης
- Αυτόματη συγκράτηση του σιλό κατά το γέμισμα
- Εύκολος καθαρισμός
- 2 κοχλίες τροφοδοσίας
- Καύση κάθε είδους καυσίμου
- Κεραμική μόνωση υψηλών θερμοκρασιών και στις δύο πόρτες
- Περιμετρική μόνωση υαλοβάμβακα για μείωση θερμικών απωλειών



Εικόνα 4.2. Λέβητας Pellet ZEFIROS LPV150 [30]

Το καύσιμο που επιλέχθηκε για τη παρούσα μελέτη είναι Pellets. Τα Pellets αποτελούν ένα είδος στερεού φυσικού βιολογικού καυσίμου και είναι 100% φυσικό προϊόν. Απαντά στη ζήτηση για καθαρή και φθηνή ενέργεια. Έχουν την μορφή μικρών κυλίνδρων μήκους 25 mm και διαμέτρου 5-8 mm. Παρασκευάζονται με τη συμπίεση πριονιδίων και καταλοίπων υλοτομίας και ξυλείας.

Τα Pellets χρησιμοποιούνται σε παγκόσμιο επίπεδο για θέρμανση σε σόμπες, τζάκια, λέβητες με συσκευές υψηλής τεχνολογίας, που παρέχουν δυνατότητα αυτονομίας, ρύθμισης θερμοκρασίας και ελέγχου καύσης. Λόγο των τιμών του πετρελαίου και του φυσικού αερίου, τα τελευταία χρόνια η χρήση των Pellets σημείωσε μεγάλη άνοδο σε όλη την Ευρώπη, καθιστώντας τη βιομάζα το φθηνότερο καύσιμο σε σχέση με όλα τα άλλα. Τα οφέλη από τη χρήση Pellets είναι τα εξής [31]:

- Είναι οικονομικότερο στην χρήση από το πετρέλαιο
- Έχει σταθερή ποιότητα και υγρασία (<8%)
- Η αποδοτικότητα τους είναι μεγαλύτερη του 90%
- Δεν εκλύουν επικίνδυνα αέρια κατά την καύση τους, συνεπώς δεν ρυπαίνουν το περιβάλλον
- Για την δημιουργία τους δεν απαιτείται η κοπή δένδρων, αφού παρασκευάζονται από τα κατάλοιπα των ξυλουργικών και υλοτομικών διαδικασιών

Σε αυτήν τη μελέτη επιλέχθηκαν τα Pellets της εταιρείας PowerPellet [31]. Το pellet είναι φτιαγμένο από τα κομμάτια ξύλου της παραγωγής της εταιρείας, που είναι ξυλεία ξηραντηρίου, καθαρή χωρίς φλούδες. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα υψηλή θερμαντική αξία και ελάχιστα κατάλοιπα σε στάχτη. Είναι κατά 90% ξυλεία οξιά και το υπόλοιπο 10% είναι ξυλεία δρύς, πεύκο και τροπική. Παρακάτω παρουσιάζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά του:

- | | |
|------------------------|---------------------------|
| ➤ Διάμετρος του pellet | 6 mm |
| ➤ Θερμική απόδοση | 5.5 kWh/kg = 4730 kcal/kg |
| ➤ Στάχτη | < 0.7 % |
| ➤ Υγρασία | 7 % |

Η τιμή τους είναι 220 €/τόνος ή 0.220 €/kg. Λαμβάνοντας υπόψη τη θερμική τους απόδοση υπολογίζεται το κόστος του καυσίμου $K_{AUX} = 0.4 \text{ € / KWh}$. Η τιμή αυτή λαμβάνεται υπόψη στην οικονομική ανάλυση.



Εικόνα 4.3. Καύσιμο Pellet της εταιρείας PowerPellet [31]

4.3. Μαθηματικό μοντέλο

Στο κεφάλαιο αυτό αναφέρονται οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση της ψυκτικής εγκατάστασης. Οι εξισώσεις που περιγράφουν το εξωτερικό περιβάλλον, το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών, του δοχείου αποθήκευσης νερού, του συστήματος του ψύκτη απορρόφησης και της μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή είναι οι ίδιες με αυτές που αναλύθηκαν στις παραγράφους 3.2.1 – 3.2.5.

4.3.1. Ενεργειακή ανάλυση

Για την αξιολόγηση του συστήματος χρησιμοποιούνται διάφοροι ενεργειακοί δείκτες. Ο πιο σημαντικός είναι ο συντελεστής απόδοσης COP του ψύκτη απορρόφησης, ο οποίος ορίζεται ως το πηλίκο της ψύξης προς την εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (4.1)$$

Ο συντελεστής απόδοσης του συστήματος COP_{sys} ορίζεται ως το πηλίκο της ψύξης προς το άθροισμα της διαθέσιμης ηλιακής ενέργειας Q_S και της επιπλέον θερμότητας προερχόμενη από το λέβητα βιομάζας Q_{AUX} :

$$COP_{sys} = \frac{Q_E}{Q_S + Q_{AUX}} \quad (4.2)$$

όπου,

$$Q_{AUX} = m_h \cdot c_p \cdot (T_{set} - T_{h,in}) / \eta_{AUX} \quad (4.3)$$

Οι παραπάνω δείκτες μπορούν να οριστούν και για την καθημερινή λειτουργία του συστήματος από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$COP_D = \frac{D_E}{D_G} \quad (4.3)$$

$$COP_{sys,D} = \frac{D_E}{D_{sol} + D_{AUX}} \quad (4.4)$$

Οι ημερήσιες παράμετροι που αναφέρονται στους παραπάνω βαθμούς απόδοσης, περιγράφονται στις εξισώσεις 4.5 – 4.8. Πιο συγκεκριμένα, περιγράφεται η επιπλέον θερμότητας προερχόμενη από το λέβητα βιομάζας D_{AUX} , το ημερήσιο ψυκτικό φορτίο D_E , η ημερήσια εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή D_G , καθώς επίσης και η ημερήσια διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια D_s .

$$D_{AUX} = \int_{day} Q_{AUX} \cdot dt \quad (4.5)$$

$$D_E = \int_{day} Q_E \cdot dt \quad (4.6)$$

$$D_G = \int_{day} Q_G \cdot dt \quad (4.7)$$

$$D_s = \int_{day} Q_s \cdot dt \quad (4.8)$$

Μια επιπλέον παράμετρος είναι η ημερήσια κάλυψη των αναγκών, από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών, που ορίζεται ως:

$$f = 1 - \frac{D_{AUX}}{D_G} \quad (4.9)$$

4.3.2. Εξεργειακή ανάλυση

Η εξέργεια είναι το δυναμικό του χρήσιμου έργου ενός συστήματος σε δεδομένη κατάσταση. Επίσης, καλείται σαν διαθεσιμότητα ή διαθέσιμη ενέργεια, ενώ το τμήμα της ενέργειας που δεν είναι δυνατόν να μετατραπεί σε έργο καλείται μη διαθέσιμη ενέργεια ή ανέργεια. Η εξεργειακή ανάλυση του υπό μελέτη συστήματος είναι πολύ σημαντική, προκειμένου να σχεδιαστεί σωστά. Η ποσότητα εξέργειας E ενός ρεύματος θερμότητας Q με θερμοκρασία T , είναι ίση με το μέγιστο δυνατό έργο που μπορεί να παραχθεί σε ένα κύκλο Carnot που λειτουργεί σε θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb} .

$$E = Q \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T}\right) \quad (4.10)$$

Οι παρακάτω εξισώσεις περιγράφουν την εξέργεια στον ατμοποιητή, στον αναγεννητή και στην πηγή θερμότητας:

$$E_E = Q_E \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_E} - 1\right) \quad (4.11)$$

$$E_G = Q_G \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_G}\right) \quad (4.12)$$

$$E_{AUX} = Q_{AUX} \quad (4.13)$$

Η εξέργεια της ηλιακής ενέργειας δεν υπολογίζεται με τον ίδιο τρόπο, επειδή δεν είναι πηγή θερμότητας, αλλά πηγή ακτινοβολίας. Ο Petela προτείνει την παρακάτω σχέση. Η θερμοκρασία του ηλίου T_{sun} στην εξίσωση που δίνεται, είναι 5770 K και είναι η θερμοκρασία του ηλίου στο εξωτερικό του στρώμα.

$$E_s = A \cdot G_T \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right) + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right)^4\right] \quad (4.14)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι η αναλογία της χρήσιμης εξέργειας εξόδου προς την εξέργεια εισόδου. Οι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης του ψύκτη και του συστήματος δίνονται στις ακόλουθες σχέσεις:

$$n_{ex,ch} = \frac{E_E}{E_G} \quad (4.15)$$

$$n_{ex,sys} = \frac{E_E}{E_{sol} + E_{AUX}} \quad (4.16)$$

Οι αντίστοιχες ποσότητες για την ημερήσια λειτουργία μπορούν επίσης να οριστούν. Η εξίσωση 4.17 εκφράζει τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη, ενώ η εξίσωση 4.18 ολόκληρου του συστήματος.

$$n_{ex,ch,D} = \frac{Z_E}{Z_G} \quad (4.17)$$

$$n_{ex,sys,D} = \frac{Z_E}{Z_{sol} + Z_{AUX}} \quad (4.18)$$

Οι ημερήσιες παράμετροι που αναφέρονται στους παραπάνω βαθμούς απόδοσης, περιγράφονται στις εξισώσεις 4.19 – 4.22:

$$Z_E = \int_{day} E_E \cdot dt \quad (4.19)$$

$$Z_G = \int_{day} E_G \cdot dt \quad (4.20)$$

$$Z_s = \int_{day} E_s \cdot dt \quad (4.21)$$

$$Z_{AUX} = \int_{day} E_{AUX} \cdot dt \quad (4.22)$$

4.3.3. Οικονομική ανάλυση

Για την οικονομική αξιολόγηση, υπολογίζονται διάφοροι οικονομικοί δείκτες, για την εξαγωγή των συμπερασμάτων. Ο πρώτος δείκτης είναι η καθαρή παρούσα αξία NPV, ο οποίος δείχνει την παρούσα αξία της επένδυσης, λαμβάνοντας υπόψη τα μελλοντικά κέρδη κατά την διάρκεια ζωής του ψύκτη (M έτη).

$$NPV = -C_0 + \sum_{j=1}^M \frac{CF_{net}}{(1+r)^j} \quad (4.23)$$

Το αρχικό κόστος επένδυσης C_0 είναι το άθροισμα των επιμέρους δαπανών, του ψύκτη, του λέβητα βιομάζας, του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών και του δοχείου αποθήκευσης νερού. Η εξίσωση 3.61 περιγράφει τον τρόπο με τον οποίο υπολογίζεται το αρχικό κόστος του κεφαλαίου σε κάθε περίπτωση:

$$C_0 = K_{ch} \cdot Q_E + K_{ETC} \cdot A + K_{tank} \cdot V + K_{pellet} \quad (4.24)$$

Τα ετήσια κέρδη CF_{net} υπολογίζονται ως κέρδη από την παραγωγή ψύξης μείον τις δαπάνες για την συντήρηση και λειτουργία του συστήματος και μείον το κόστος από την χρησιμοποίηση του καυσίμου (πέλλετ):

$$CF_{net} = K_{ref} \cdot Y_{ref} - K_{O\&M} \cdot C_0 - K_{AUX} \cdot Y_{AUX} \quad (4.25)$$

Το κόστος ψύξης K_{ref} μπορεί να υπολογιστεί ως ο λόγος της ηλεκτρικής ενέργειας K_{el} προς τον μέσο COP ενός συμβατικού ψύκτη που λειτουργεί με συμπίεση ατμών.

$$K_{ref} = \frac{K_{el}}{COP_m} \quad (4.26)$$

Σύμφωνα με την τιμή της καθαρής παρούσας αξίας, αποδεικνύεται αν είναι συμφέρουσα ή όχι η επένδυση.

Εάν $NPV > 0$ → Συμφέρουσα επένδυση

Εάν $NPV = 0$ → Οριακή αποδοτικότητα

Εάν $NPV < 0$ → μη συμφέρουσα επένδυση.

Ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR της επένδυσης υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$IRR = \frac{CF_{net}}{C_0} \cdot \left[1 - \frac{1}{(1+IRR)^M} \right] \quad (4.27)$$

Μεταξύ διαφορετικών επενδυτικών επιλογών, προτείνεται για υλοποίηση αυτή με τον μεγαλύτερο IRR.

Οι επόμενοι δύο οικονομικοί δείκτες είναι η απλή περίοδος αποπληρωμής SPP και η περίοδος αποπληρωμής PP. Οι δείκτες αυτοί δείχνουν τα χρόνια που απαιτούνται προκειμένου να καλυφθεί το αρχικό κόστος της επένδυσης. Η απλή περίοδος αποπληρωμής SPP υποθέτει ότι τα ετήσια κέρδη είναι σταθερά με την πάροδο των χρόνων, ενώ η περίοδος αποπληρωμής PP λαμβάνει υπόψη τη μείωση της αξίας των ετήσιων κερδών. Οι δύο δείκτες περιγράφονται παρακάτω:

$$SPP = \frac{C_0}{CF_{net}} \quad (4.28)$$

$$PP = \frac{\ln\left(\frac{CF_{net}}{CF_{net}-C_0 \cdot r}\right)}{\ln(1+r)} \quad (4.29)$$

4.4. Μεθοδολογία, δεδομένα προσομοίωσης

Στην ενότητα αυτή θα αναλυθεί η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για την δυναμική προσομοίωση του συστήματος, αλλά και ο τρόπος που αξιολογήθηκαν όλες οι περιπτώσεις.

4.4.1. Μεθοδολογία για την δυναμική προσομοίωση

Η μεθοδολογία για τον υπολογισμό της ημερήσιας απόδοσης του συστήματος είναι παρόμοια με αυτή του κεφαλαίου 3. Αυτό που διαφοροποιείται είναι ο τρόπος με τον οποίο βελτιστοποιείται το σύστημα, που περιγράφεται στη συνέχεια. Οι εξισώσεις που περιγράφονται στο μαθηματικό μοντέλο, χρησιμοποιήθηκαν για την ανάπτυξη του κώδικα, ο οποίος γράφτηκε στη γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN. Στο δυναμικό αυτό μοντέλο, επιλέχθηκε σαν χρονικό βήμα 120 sec. Όπως και στο πρώτο μοντέλο, έτσι και σε αυτό, τα αρχικά επίπεδα θερμοκρασίας σε όλα τα

υποσυστήματα επιλέχθηκαν τυχαία. Το σύστημα λύνεται με αυτές τις αρχικές τιμές για συνεχόμενες μέρες (με τις ίδιες καιρικές συνθήκες), μέχρι να συγκλίνει.

Οι διαφορικές εξισώσεις στην μοντελοποίηση του δοχείου αποθήκευσης νερού (3.11 – 3.13) διακριτοποιούνται σύμφωνα με την σχέση:

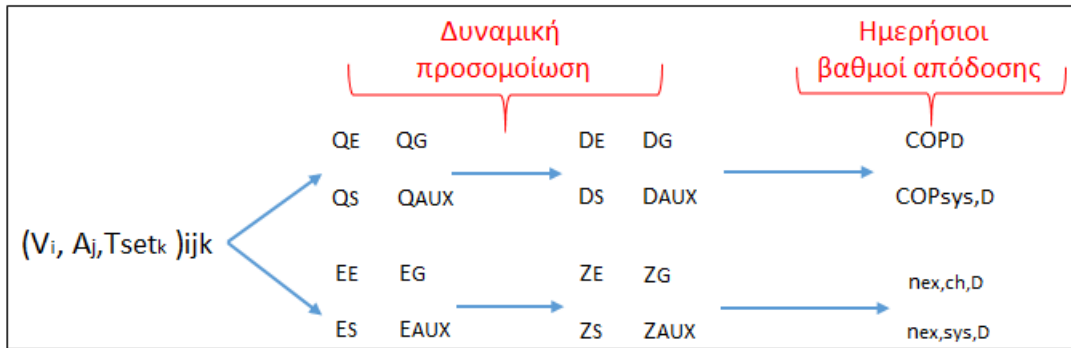
$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T^{new} - T^{old}}{\Delta t} \quad (4.30)$$

Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι, το ψυκτικό φορτίο Q_E διατηρείται σταθερό κατά τη διάρκεια της ημερήσιας προσομοίωσης. Υπενθυμίζεται ότι, στο πρώτο μοντέλο διατηρήθηκε σταθερή η παροχή μάζας του ασθενούς διαλύματος m_w .

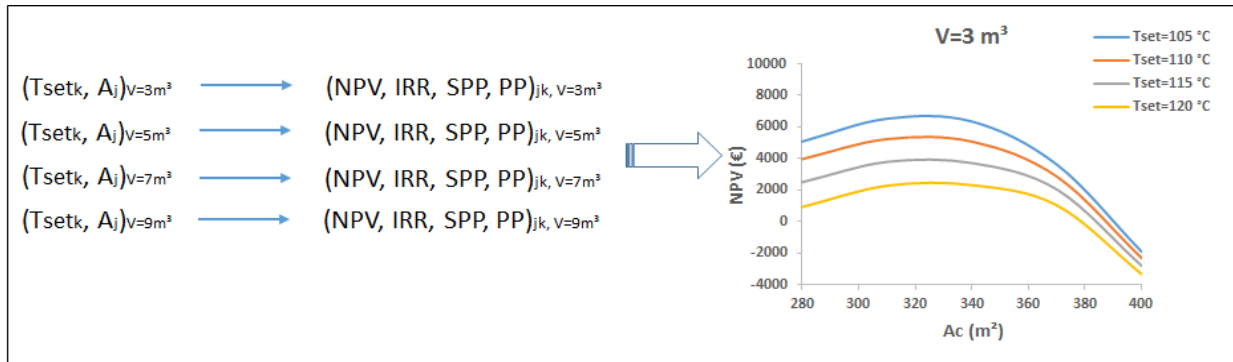
Στόχος αυτής της προσομοίωσης, είναι ο προσδιορισμός του συνδυασμού συγκεκριμένων παραμέτρων του συστήματος, που να οδηγούν σε βέλτιστη λύση. Οι παράμετροι αυτοί είναι ο όγκος του δοχείου αποθήκευσης νερού V , η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών A_C και η ελάχιστη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή T_{set} . Η βελτιστοποίηση του συστήματος σε αυτό το μοντέλο, γίνεται με βασικό κριτήριο το οικονομικό. Ο λόγος είναι η ύπαρξη της επιπλέον πηγής θερμότητας, έτσι ώστε να ελέγχεται η απόδοση του ψύκτη και να μην εξαρτάται αποκλειστικά από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών. Στόχος λοιπόν, είναι η ελαχιστοποίηση της χρήσης του λέβητα βιομάζας. Μια αρχική σκέψη είναι η τοποθέτηση περισσότερων ηλιακών συλλεκτών, έτσι ώστε η θερμοκρασία στο δοχείο να είναι υψηλότερη και να μην χρειάζεται η λειτουργία του λέβητα. Όμως, οι ηλιακοί συλλέκτες είναι ακριβή τεχνολογία και επηρεάζουν αρνητικά το αρχικό κόστος επένδυσης, με συνέπεια να υπάρχει μεγάλη πιθανότητα να μην γίνει απόσβεση του αρχικού κεφαλαίου. Επομένως, το σύστημα που θα επιλεγεί θα πρέπει να ελαχιστοποιεί την χρήση του λέβητα, αλλά ταυτόχρονα να είναι και οικονομικά βιώσιμο.

Επειδή ο ψύκτης λειτουργεί 9 ώρες την ημέρα, ο όγκος του δοχείου καθώς και η συλλεκτική επιφάνεια θα είναι μικρότεροι σε σχέση με του πρώτου μοντέλου. Εξετάστηκαν 4 δοχεία αποθήκευσης (3 – 5 – 7 – 9 m^3), 12 συλλεκτικές επιφάνειες από 280 έως 400 με βήμα 10 m^2 , καθώς και 4 ελάχιστες θερμοκρασίες εισόδου στον αναγεννητή (105 – 110 – 115 – 120 $^{\circ}C$). Για κάθε περίπτωση, υπολογίζονται οι ενεργειακοί και εξεργειακοί δείκτες. Πιο συγκεκριμένα, σε κάθε χρονικό βήμα, υπολογίζονται το παραγόμενο ψυκτικό φορτίο Q_E , η εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή Q_G , η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια Q_S , η θερμότητα από τον λέβητα Q_{AUX} , εξέργεια στον ατμοποιητή E_E , η εξέργεια στον αναγεννητή E_G , η εξέργεια στον λέβητα E_{AUX} και η εξέργεια της ηλιακής ενέργειας E_S . Από αυτές τις ποσότητες προκύπτουν οι αντίστοιχες ημερήσιες, από τις οποίες υπολογίζονται διάφοροι βαθμοί απόδοσης (ενεργειακοί και εξεργειακοί). Στην συνέχεια γίνεται μια οικονομική ανάλυση για τον προσδιορισμό της βέλτιστης περιπτώσεως. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι, στην ανάλυση αυτή χρησιμοποιούνται οι τυπικές μέρες κάθε μήνα, αφού λαμβάνεται υπόψη όλη η θερινή περίοδος, από τον Μάιο μέχρι τον Σεπτέμβριο. Για όλες τις περιπτώσεις υπολογίζονται τα ετήσια έσοδα και έξοδα και ακολούθως, οι οικονομικοί δείκτες NPV, IRR, PP και SPP με τη βοήθεια του προγράμματος EXCEL. Η περίπτωση με τον μεγαλύτερο δείκτη NPV είναι η καλύτερη επιλογή για το σύστημα. Στην επόμενη σελίδα απεικονίζεται και σχηματικά η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε, για την εύρεση της βέλτιστης λύσης για το εξεταζόμενο ηλιακό σύστημα.

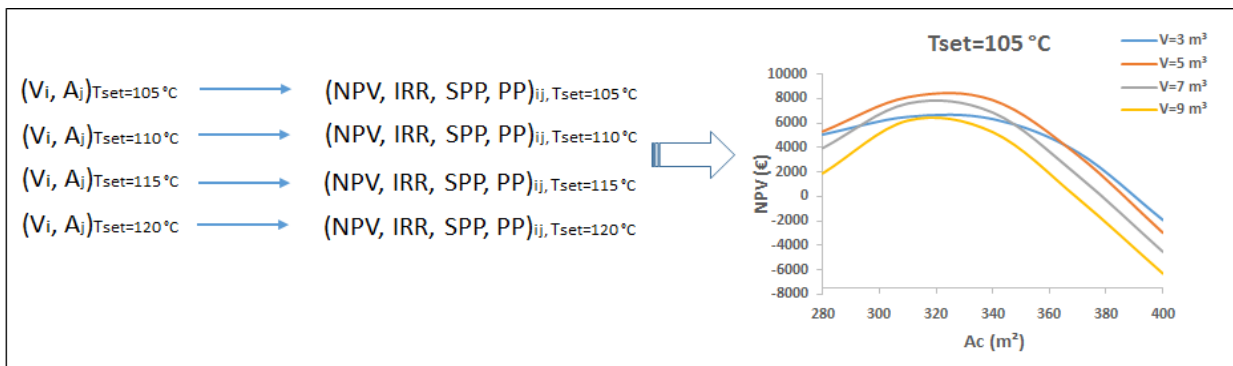
Βασικοί υπολογισμοί (ενεργειακοί και εξεργειακοί)
για όλα τις εξεταζόμενες περιπτώσεις



Για κάθε όγκο δοχείου αποθήκευσης, υπολογίζονται οι οικονομικοί δείκτες με μεταβλητές παραμέτρους την θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή και τη συλλεκτική επιφάνεια



Για κάθε θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή, υπολογίζονται οι οικονομικοί δείκτες με μεταβλητές παραμέτρους τον όγκο δοχείου αποθήκευσης και τη συλλεκτική επιφάνεια



Βελτιστοποίηση του συστήματος → $(V, A, T_{set})_{opt}$



Εικόνα 4.4. Μεθοδολογία για τον υπολογισμό όλων των εξεταζόμενων περιπτώσεων και την εύρεση της βέλτιστης

4.4.2. Περιγραφή του κώδικα

Τα βήματα για την ανάπτυξη του κώδικα είναι πανομοιότυπα με αυτά που ακολουθήθηκαν για την ανάπτυξη του πρώτου μοντέλου. Πιο συγκεκριμένα, το κυρίως πρόγραμμα είναι το ίδιο. Αυτό που αλλάζει είναι η υποροϋτίνα Chiller. Αρχικά δίνονται τα δεδομένα του συστήματος:

- Η θερμοκρασία ψύξης T_E θεωρείται σταθερή και ίση με $10\text{ }^\circ\text{C}$.
- Η θερμοκρασία του συμπυκνωτή T_C και του απορροφητή T_A είναι σε κάθε χρονική στιγμή κατά $10\text{ }^\circ\text{C}$ μεγαλύτερη της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος.
- Ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη ισούται με 0.6
- Το φορτίο ψύξης Q_E σταθερό και ίσο με 100 KW
- Ο βαθμός απόδοσης του λέβητα ισούται $\eta_b=0.9$.

Η θερμοκρασία του ζεστού νερού που εξέρχεται από το δοχείο αποθήκευσης νερού $T_{h,in}$, συγκρίνεται με την ελάχιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή T_{set} . Αν είναι μεγαλύτερη τότε χρησιμοποιείται αυτή. Αν όχι τότε η θερμοκρασία που λαμβάνεται υπόψη σαν είσοδος στον αναγεννητή, είναι η καθορισμένη T_{set} , η οποία επιτυγχάνεται με την λειτουργία του λέβητα. Έτσι υπολογίζεται η προσδιδόμενη θερμότητα από τον λέβητα βιομάζας.

Ακολουθώς υπολογίζονται οι πιέσεις, η περιεκτικότητα του ασθενούς διαλύματος και η κατάσταση του σημείου 3, όπως περιγράφηκε στο προηγούμενο μοντέλο. Γίνεται μια αρχική υπόθεση για την θερμοκρασία του αναγεννητή, υπολογίζονται η περιεκτικότητα του ισχυρού διαλύματος και τα υπόλοιπα σημεία του ψυκτικού κύκλου και του κύκλου απορρόφησης, όπως και στο πρώτο μοντέλο.

Ο συντελεστής COP υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$COP = \frac{h_8 - h_7}{h_3 + \frac{X_w}{X_{str} - X_w} \cdot h_4 - \frac{X_{str}}{X_{str} - X_w} \cdot h_2} \quad (4.31)$$

Αφού το φορτίο ψύξης είναι δεδομένο, τότε υπολογίζεται η εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή Q_G από την σχέση 4.1. Η θερμοκρασία του θερμού ρευστού που εξέρχεται από τον αναγεννητή για να επιστρέψει στο δοχείο αποθήκευσης νερού $T_{h,out}$ ορίζεται από την ακόλουθη σχέση, η οποία προέκυψε από τις σχέσεις 3.42 και 3.43:

$$T_{h,out} = T_G + (T_{h,in} - T_G) \cdot e^{-NTU} \quad , \quad NTU = \frac{UA}{m_h \cdot c_{p_h}} \quad (4.32)$$

Η προσδιδόμενη θερμότητα στον αναγεννητή περιγράφεται από την σχέση:

$$Q_G = m_h \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (4.33)$$

Αντικαθιστώντας, την εξίσωση 4.32 στην 4.33 προκύπτει:

$$Q_G = m_h \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \cdot (1 - e^{-NTU}) \quad (4.34)$$

Ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη ορίζεται ως:

$$\eta_{hex} = 1 - e^{-NTU} \quad (4.35)$$

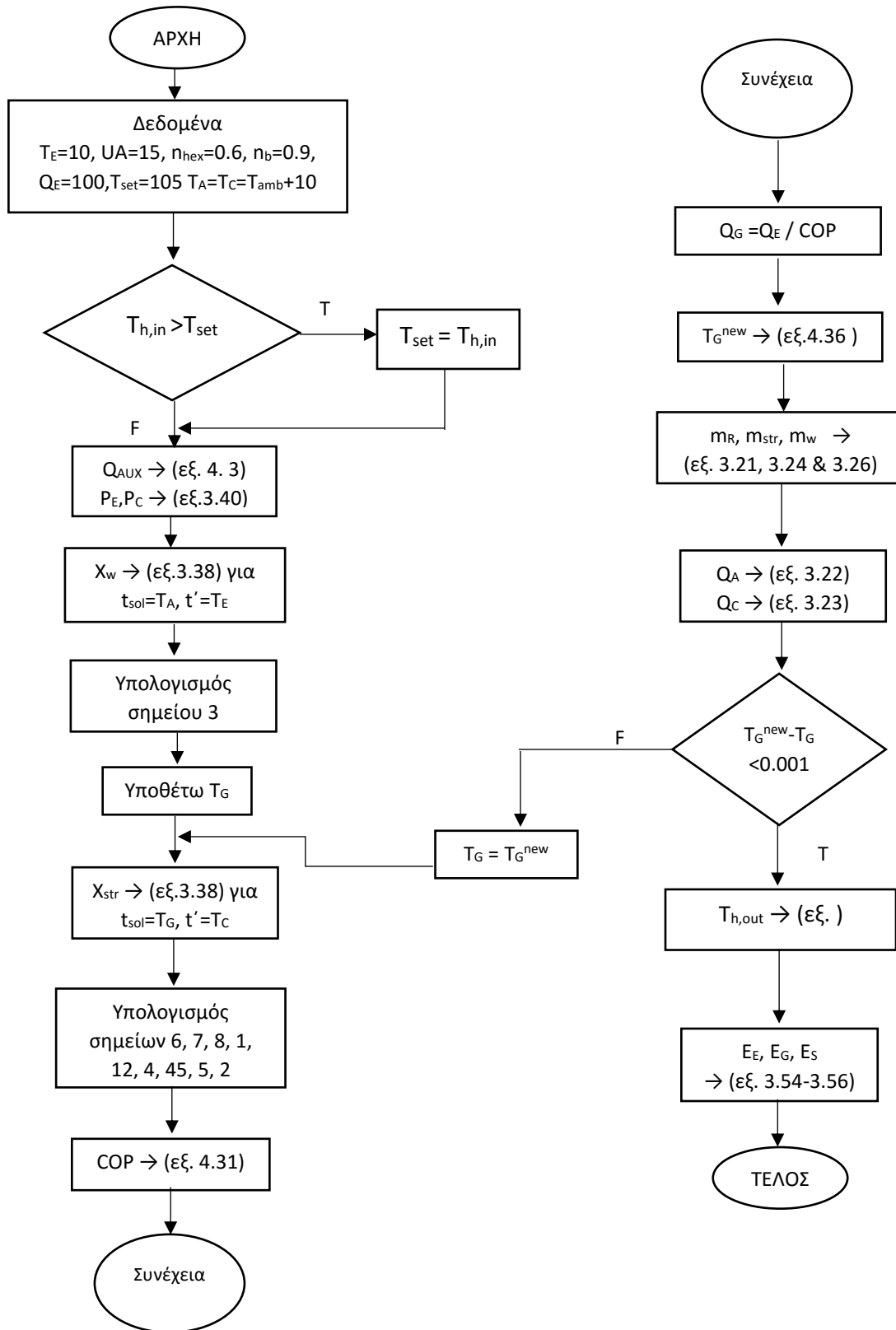
Από τον συνδυασμό των σχέσεων 4.34 και 4.35 προκύπτει η παρακάτω σχέση, από την οποία υπολογίζεται η νέα θερμοκρασία του αναγεννητή:

$$T_G^{new} = T_{h,in} - \frac{Q_G}{m_h \cdot c_p \cdot \eta_{hex}} \quad (4.36)$$

Ακολουθώς υπολογίζονται οι παροχές του διαλύματος και του ψυκτικού μέσου από τις εξισώσεις 3.21, 3.24 και 3.26, ενώ η θερμότητα στον απορροφητή και τον συμπυκνωτή από τις σχέσεις 3.22 και 3.23. Στο σημείο αυτό γίνεται έλεγχος σύγκλισης. Αν η ποσότητα ($T_G^{new} - T_G$) είναι μικρότερη του 0.001 τότε τα αποτελέσματα είναι σωστά και το πρόγραμμα συνεχίζει. Αν όχι τότε το πρόγραμμα επιστρέφει στο βήμα που έγινε η υπόθεση της θερμοκρασίας αυτής, αλλά η παράμετρος T_G θα ισούται πλέον με την νέα θερμοκρασία του αναγεννητή T_G^{new} . Όλοι οι υπολογισμοί γίνονται ξανά, μέχρι η θερμοκρασία του αναγεννητή να συγκλίνει.

Αφού έχει συγκλίνει το πρόγραμμα, τότε όλες οι παράμετροι την δεδομένη χρονική στιγμή έχουν υπολογιστεί. Αυτό που μένει είναι ο υπολογισμός της θερμοκρασίας εξόδου του ζεστού ρευστού από τον αναγεννητή από τη σχέση 4.32, καθώς και των στιγμιαίων εξεργειακών παραμέτρων E_E , E_G και E_S από τις σχέσεις 3.54 – 3.56. Η περιγραφή της υποροουτίνας του chiller παρουσιάζεται σε μορφή λογικού διαγράμματος στην εικόνα 4.5.

Με την σύγκλιση του προγράμματος υπολογίστηκαν όλες οι ενεργειακές και εξεργειακές ποσότητες για την τυπική μέρα του μήνα που μελετήθηκε. Το πρόγραμμα επαναλαμβάνεται για τις τυπικές μέρες όλων των μηνών της θερινής περιόδου. Τα αποτελέσματα αυτά, επεξεργάζονται στο πρόγραμμα EXCEL για τον υπολογισμό των ετήσιων εσόδων και εξόδων της κάθε περίπτωσης. Τέλος, από τις εξισώσεις που περιγράφονται στην παράγραφο 4.23 υπολογίζονται οι οικονομικοί δείκτες από τους οποίους προκύπτει το βέλτιστο σύστημα.



Εικόνα 4.5. Λογικό διάγραμμα της υπορουτίνας Chiller

4.4.3. Δεδομένα προσομοίωσης

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται όλα τα δεδομένα της προσομοίωσης του συστήματος. Πιο συγκεκριμένα δίνονται γενικά δεδομένα για το υπό μελέτη σύστημα, τα δεδομένα για τον καιρό στην Αθήνα και διάφορα οικονομικά στοιχεία. Στον πίνακα 4.1 παρουσιάζονται τα γενικά στοιχεία. Τα στοιχεία αυτά αφορούν το ψύκτη απορρόφησης, το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών, του λέβητα βιομάζας και τη διακριτοποίηση του προβλήματος. Όλα αυτά τα δεδομένα θεωρήθηκαν σταθερά κατά την ανάλυση του συστήματος.

Πίνακας 4.1. Γενικά δεδομένα

Παράμετροι	Σύμβολο	Τιμή
Θερμοκρασία ατμοποιητή	T_E	10 °C
Φορτίο ψύξης (σταθερό)	Q_E	100 kW
Παροχή μάζας ζεστού ρευστού	m_h	3kg/s
Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του αναγεννητή	UA	15 kW/K
Βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος	η_{hex}	60%
Μέγιστη θερμοκρασία συστήματος	T^{max}	160 °C
Συντελεστής θερμικών απωλειών στο δοχείο αποθήκευσης	U_{tank}	0.8 W/m ² K
Κλίση των ηλιακών συλλεκτών	β	23 °
Γεωγραφικό πλάτος Αθήνας	ϕ	38 °
Θερμοκρασία ηλίου για τους υπολογισμούς	T_{sun}	5770 K
Παροχή μάζας ρευστού στο σύστημα ηλιακών συλλεκτών	m_{col}	0.01 kg/sm ²
Χρονικό βήμα	Δt	120 sec
Διακριτοποίηση του δοχείου αποθήκευσης νερού	-	5 ζώνες
Βαθμός απόδοσης του λέβητα	η_{AUX}	90%

Στον πίνακα 4.2 αναφέρονται τα δεδομένα του καιρού για την Αθήνα, τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για την παρούσα μελέτη. Τα δεδομένα αυτά αφορούν την τυπική ημέρα κάθε μήνα της θερινής περιόδου. Πιο συγκεκριμένα δίνεται η ημερήσια ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών, η οποία λήφθηκε από την βιβλιογραφία. Επίσης, δίνονται η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος της κάθε μέρας, καθώς και η διακύμανση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Στην συνέχεια (πίνακας 4.3) παρουσιάζονται τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την οικονομική αξιολόγηση του συστήματος.

Πίνακας 4.2. Δεδομένα καιρού

Μήνας	H (KWh/m ²)	$T_{amb,m}$ (°C)	DR (°C)
Μάιος	6.66	21.15	3.25
Ιούνιος	7.03	26.45	4.45
Ιούλιος	7.08	28.45	4.15
Αύγουστος	6.64	28.55	3.95
Σεπτέμβριος	5.59	24	4

Πίνακας 4.3. Οικονομικά δεδομένα

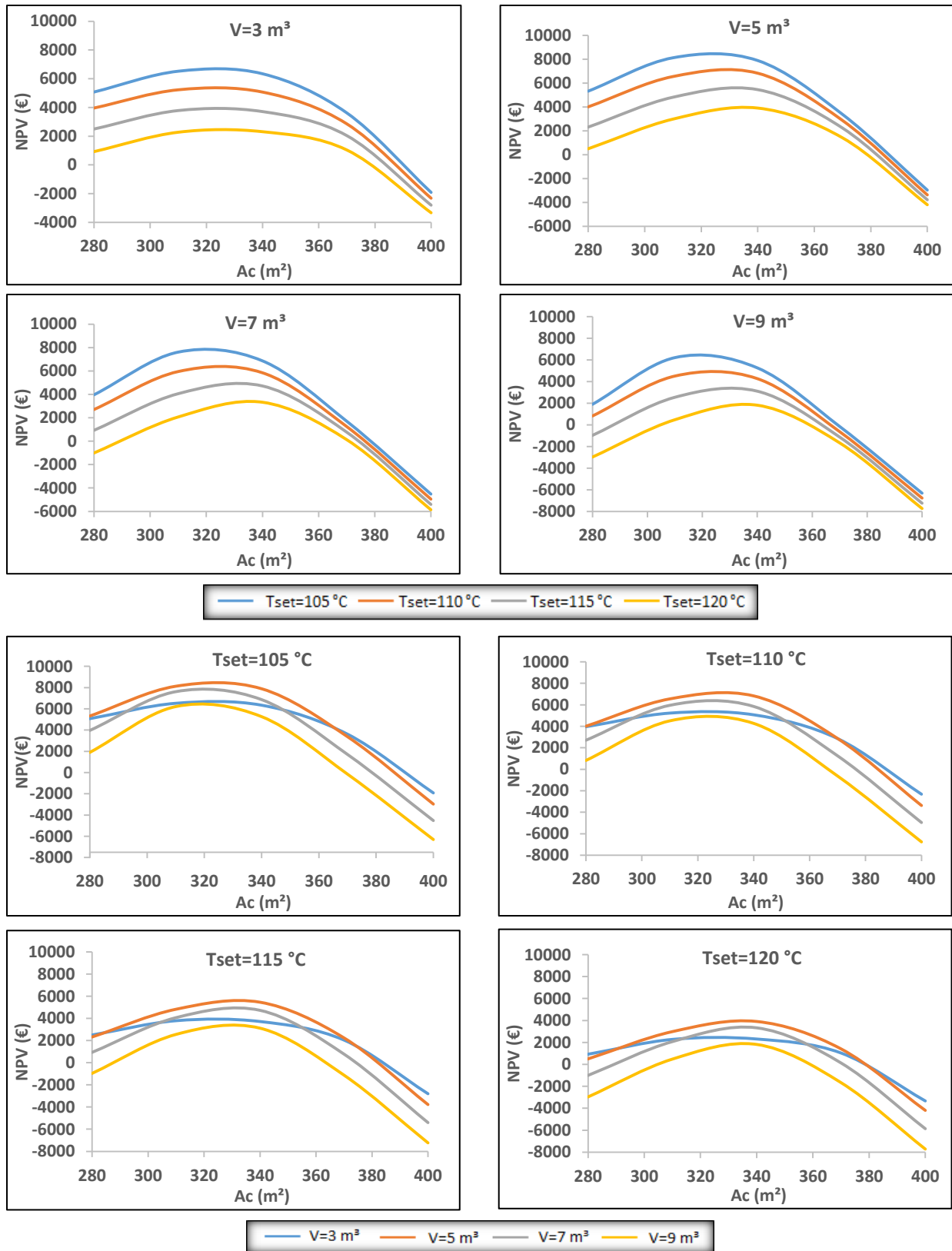
Παράμετροι	Σύμβολο	Τιμή
Κόστος ψύκτη	K_{ch}	300 €/kW
Κόστος ETC	K_{ETC}	250 €/m ²
Κόστος δοχείου αποθήκευσης	K_{tank}	1000 €/m ³
Κόστος λέβητα πέλλετ	K_{pellet}	6000 €
Κόστος ηλεκτρικής ενέργειας	K_{el}	0.2 €/kWh
Μέσος COP ενός ψύκτη	COP_m	3
Κόστος ψύξης	K_{ref}	0.067 €/kWh
Επιτόκιο αναγωγής	r	3.5%
Διάρκεια ζωής συστήματος	M	25
Κόστος συντήρησης & λειτουργίας	$K_{O\&M}$	0.1% κόστους επένδυσης
Κόστος καυσίμου πέλλετ	K_{AUX}	0.04 €/kWh

4.5. Παρουσίαση αποτελεσμάτων

Σε αυτή τη ενότητα, παρουσιάζονται όλα τα αποτελέσματα από την δυναμική προσομοίωση του ηλιακού συστήματος ψύξης, για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Στην παράγραφο 4.5.1 παρουσιάζεται η οικονομική αξιολόγηση όλων των περιπτώσεων για τον προσδιορισμό του βέλτιστου συστήματος, ενώ στην παράγραφο 4.5.2 δίνεται η καθημερινή συμπεριφορά του επιλεγμένου συστήματος.

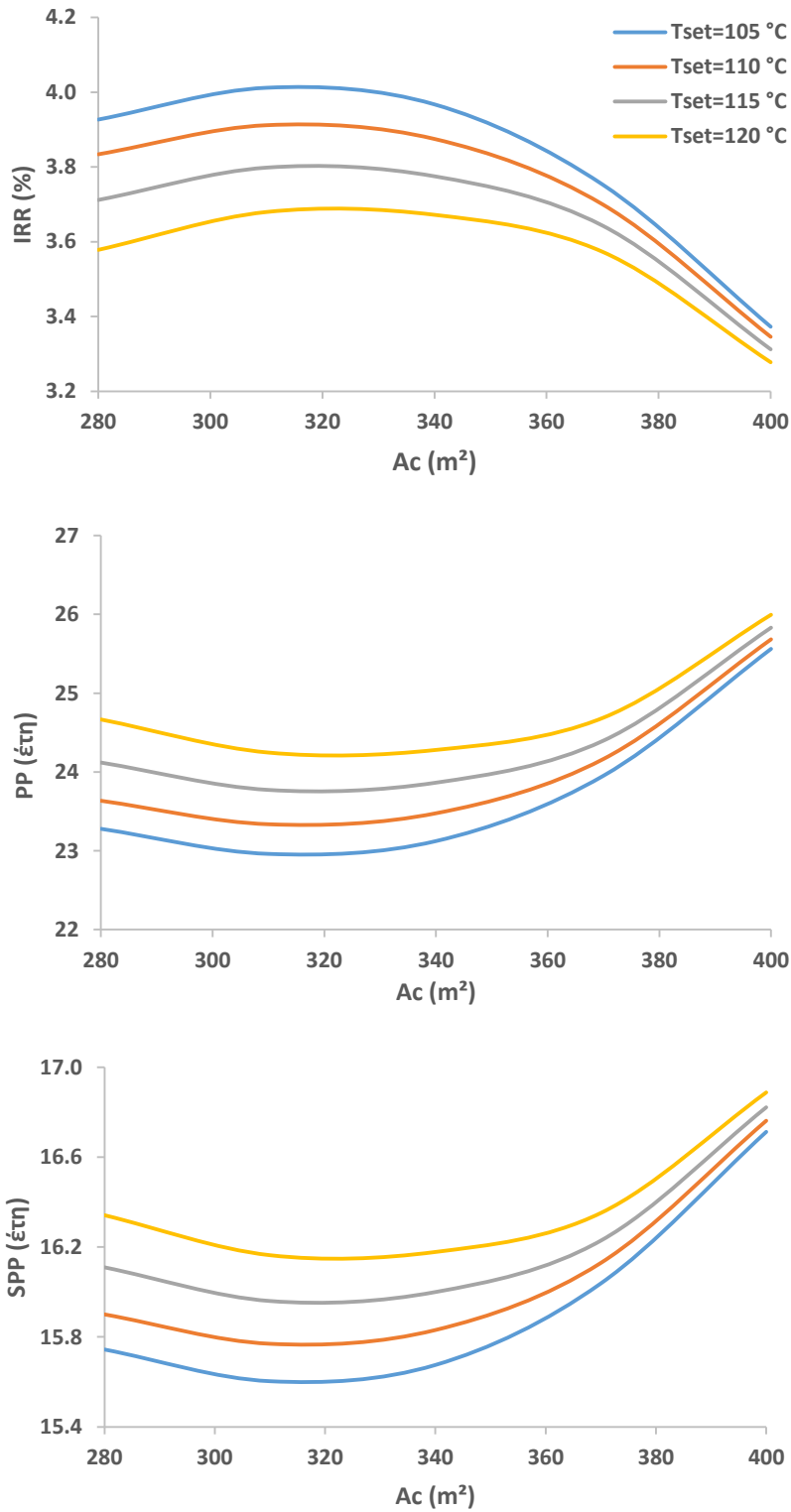
4.5.1. Βελτιστοποίηση του συστήματος

Η βελτιστοποίηση της μελέτης αυτής, είχε σαν στόχο την ελαχιστοποίηση της χρήσης του λέβητα βιομάζας και μεγιστοποίηση της οικονομικής απόδοσης συστήματος. Οι παράμετροι της βελτιστοποίησης αυτής, ήταν ο όγκος του δοχείου αποθήκευσης νερού V , η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών A_C και η ελάχιστη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή T_{set} . Πιο συγκεκριμένα, εξετάστηκαν 4 δοχεία αποθήκευσης (3 – 5 – 7 – 9 m³), 12 συλλεκτικές επιφάνειες από 280 έως 400 με βήμα 10 m², καθώς και 4 ελάχιστες θερμοκρασίες εισόδου στον αναγεννητή (105 – 110 – 115 – 120 °C). Για κάθε περίπτωση, υπολογίζονται οι ενεργειακοί δείκτες, οι οποίοι χρησιμοποιήθηκαν στην οικονομική ανάλυση. Στην ανάλυση αυτή χρησιμοποιήθηκαν οι τυπικές μέρες κάθε μήνα, αφού λαμβάνεται υπόψη όλη η θερινή περίοδος. Με βάση τους οικονομικούς δείκτες προσδιορίζεται το βέλτιστο σύστημα. Στην εικόνα 4.6 παρουσιάζεται η καθαρή παρούσα αξία όλων των περιπτώσεων. Επειδή οι παράμετροι που εξετάστηκαν ήταν τρεις, η απεικόνιση των διαγραμμάτων έγινε με τον ακόλουθο τρόπο για καλύτερη ανάλυση. Αρχικά, για κάθε δοχείο παρουσιάζεται ο δείκτης NPV για όλες τις συλλεκτικές επιφάνειες και για τις 4 θερμοκρασίες T_{set} . Ακολούθως, για κάθε θερμοκρασία T_{set} παρουσιάζεται ο δείκτης NPV για όλες τις συλλεκτικές επιφάνειες και για τους 4 όγκους δοχείου. Όπως γίνεται αντιληπτό, για κάθε δοχείο η βέλτιστη θερμοκρασία T_{set} είναι 105 °C, ενώ για κάθε θερμοκρασία T_{set} , ο βέλτιστος όγκος είναι 5 m³. Τέλος, το σημείο όπου μεγιστοποιείται ο δείκτης NPV αντιστοιχεί στην βέλτιστη συλλεκτική επιφάνεια, η οποία είναι 330 m². Για την πληρότητα της μελέτης, στις επόμενες σελίδες παρουσιάζονται με τον ίδιο τρόπο, οι υπόλοιποι οικονομικοί δείκτες IRR, PP και SPP.



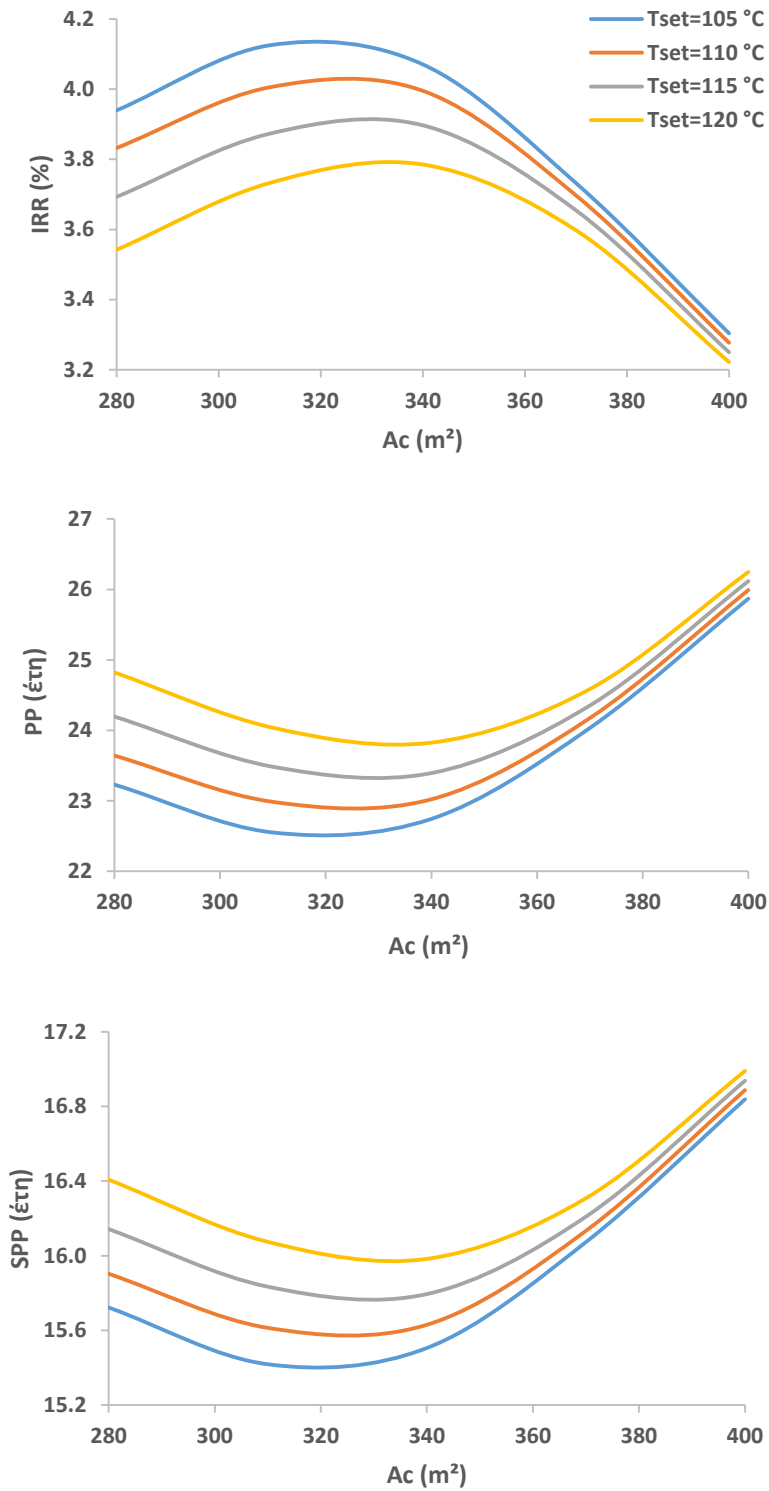
Εικόνα 4.6 Βελτιστοποίηση του συστήματος με βάση την οικονομική αξιολόγηση όλων των περιπτώσεων

Δοχείο αποθήκευσης με όγκο 3 m³



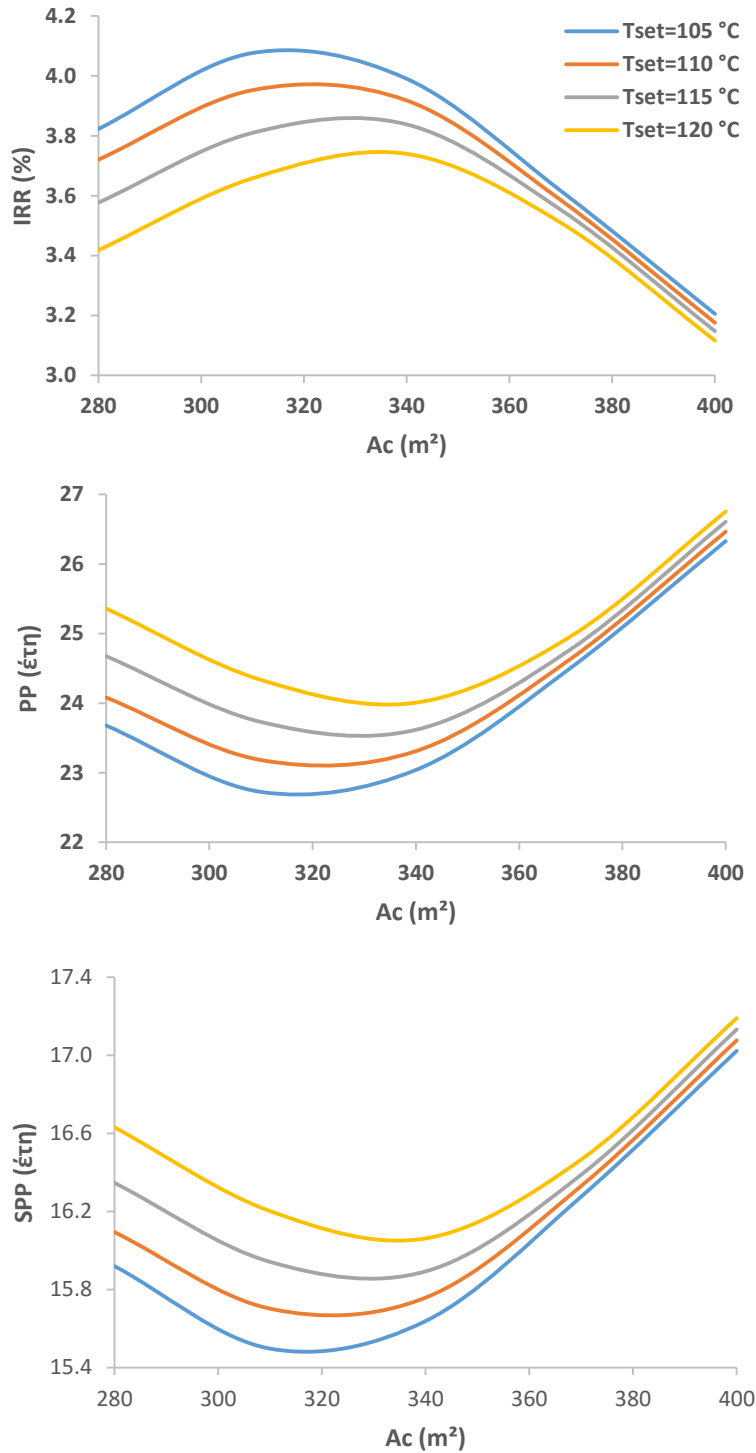
Εικόνα 4.7. Οικονομικοί δείκτες για σταθερό όγκο δοχείου 3 m³ και μεταβλητή τη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή, για όλες τις περιπτώσεις

Δοχείο αποθήκευσης με όγκο 5 m³



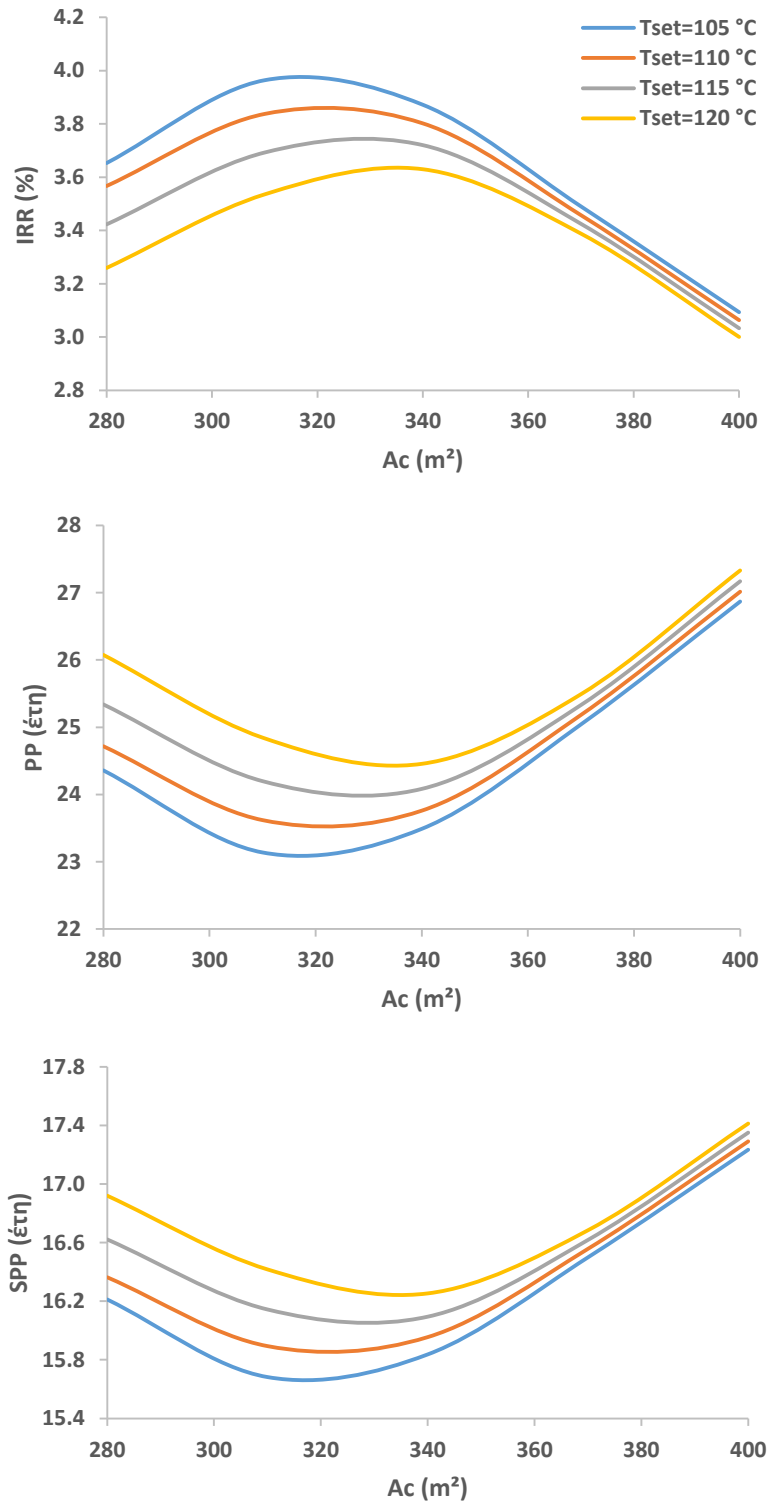
Εικόνα 4.8. Οικονομικοί δείκτες για σταθερό όγκο δοχείου 5 m³ και μεταβλητή τη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή, για όλες τις περιπτώσεις

Δοχείο αποθήκευσης με όγκο 7 m³



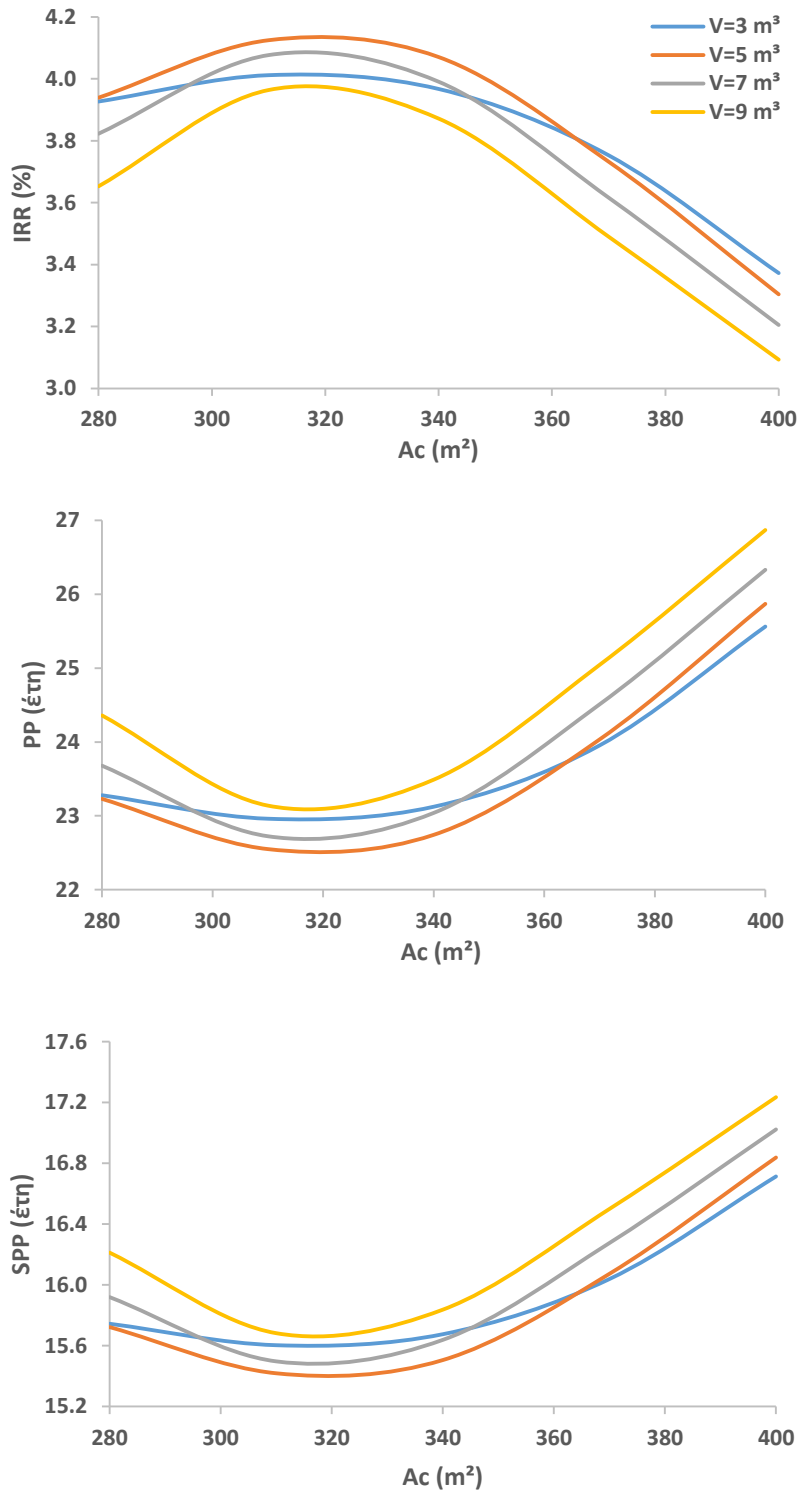
Εικόνα 4.9. Οικονομικοί δείκτες για σταθερό όγκο δοχείου 7 m³ και μεταβλητή τη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή, για όλες τις περιπτώσεις

Δοχείο αποθήκευσης με όγκο 9 m³



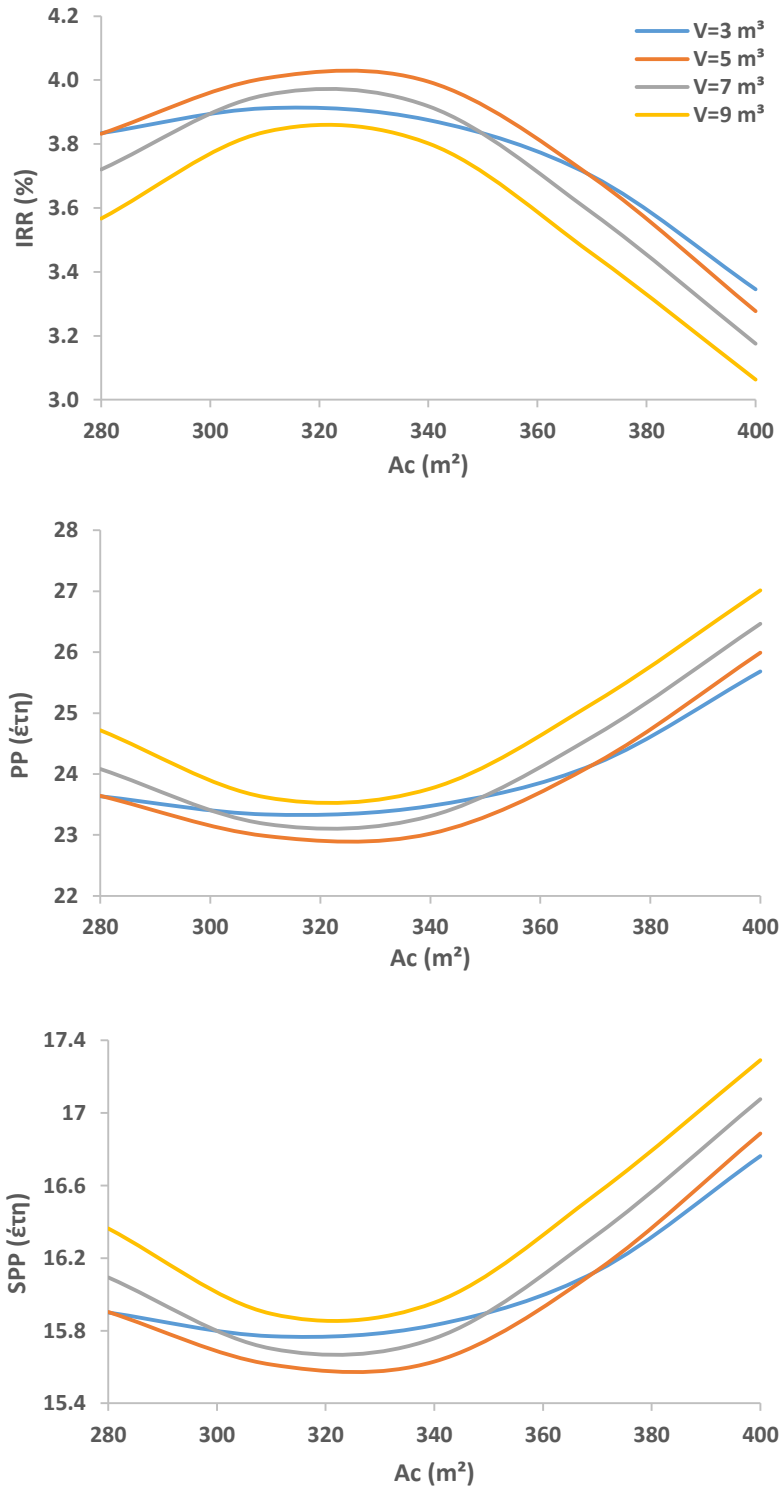
Εικόνα 4.10. Οικονομικοί δείκτες για σταθερό όγκο δοχείου 9 m³ και μεταβλητή τη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή, για όλες τις περιπτώσεις

Θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή $T_{set}=105\text{ }^{\circ}\text{C}$



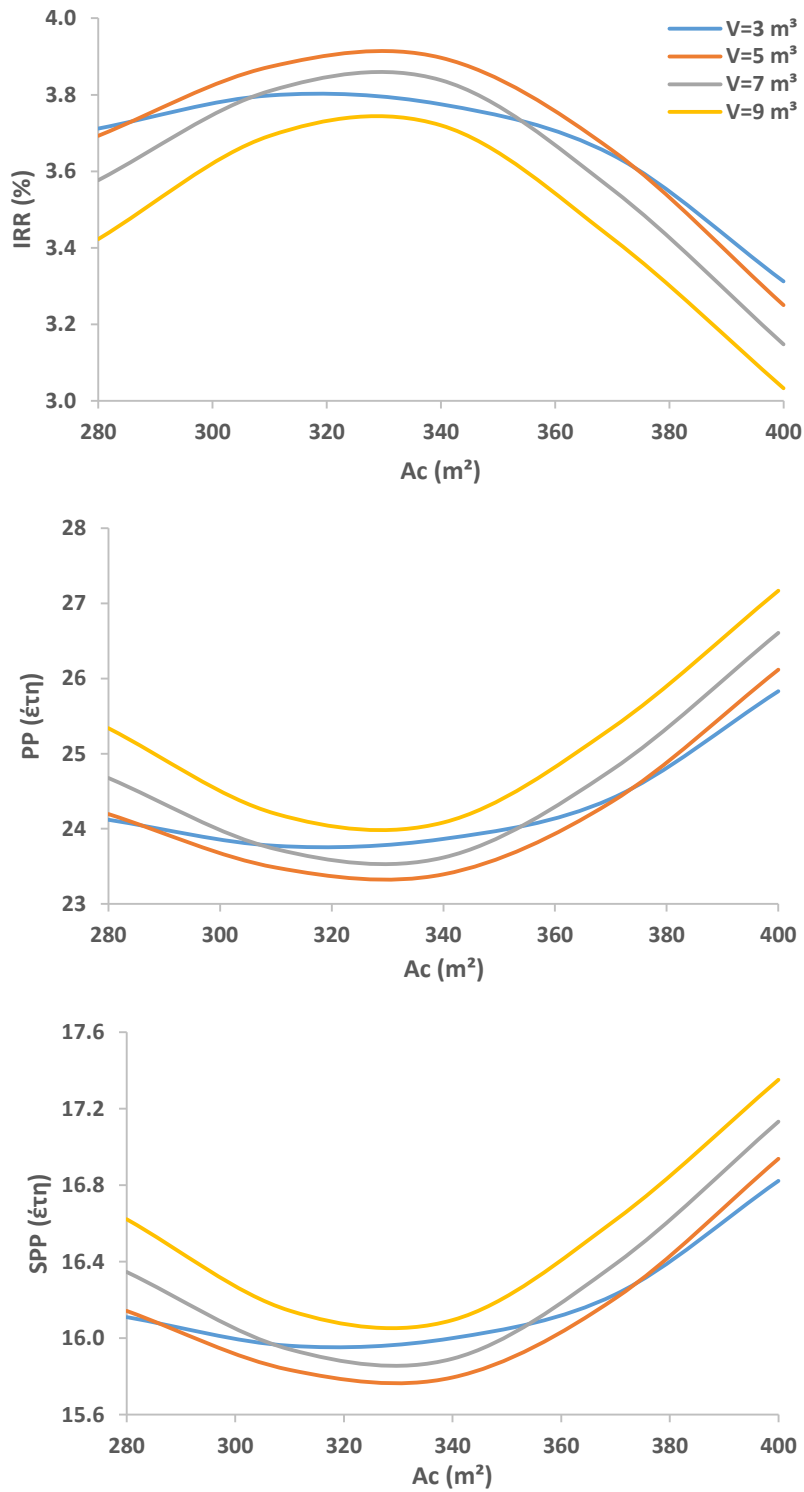
Εικόνα 4.11. Οικονομικοί δείκτες για σταθερή θερμοκρασία εισόδου 105 °C στον αναγεννητή και μεταβλητό όγκο δοχείου, για όλες τις περιπτώσεις

Θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή $T_{set}=110\text{ }^{\circ}\text{C}$



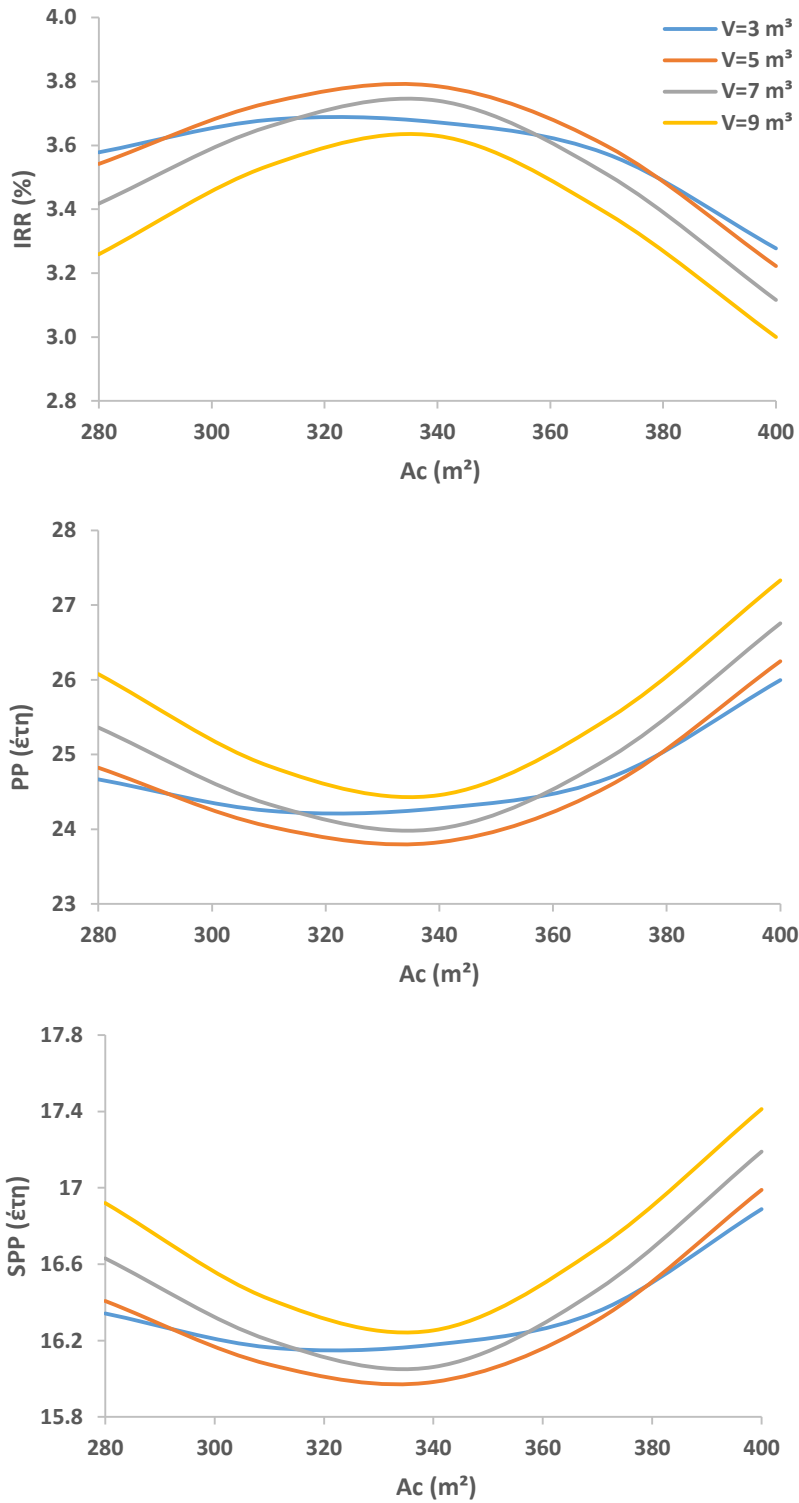
Εικόνα 4.12. Οικονομικοί δείκτες για σταθερή θερμοκρασία εισόδου 110 °C στον αναγεννητή και μεταβλητό όγκο δοχείου, για όλες τις περιπτώσεις

Θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή $T_{set}=115\text{ }^{\circ}\text{C}$



Εικόνα 4.13. Οικονομικοί δείκτες για σταθερή θερμοκρασία εισόδου $115\text{ }^{\circ}\text{C}$ στον αναγεννητή και μεταβλητό όγκο δοχείου, για όλες τις περιπτώσεις

Θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή $T_{set}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$



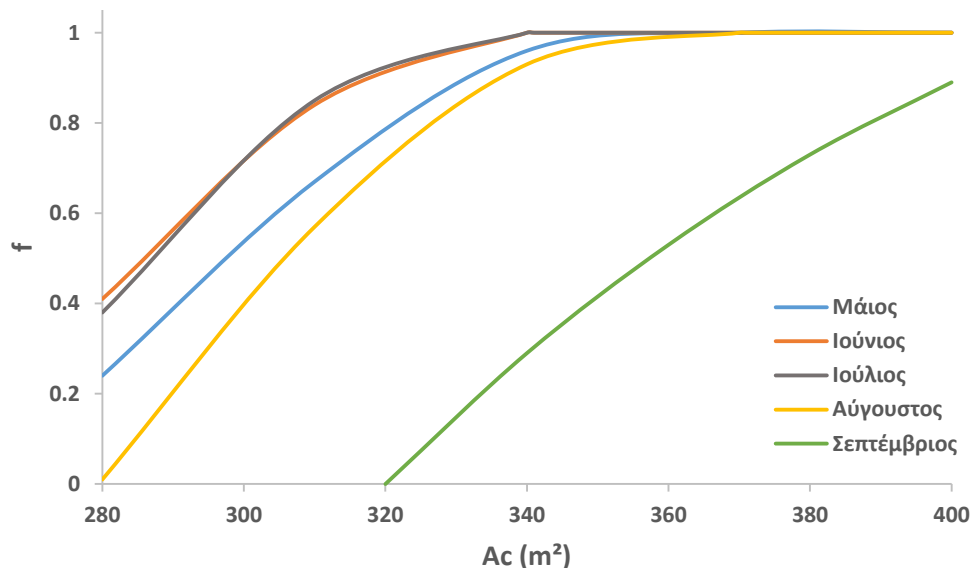
Εικόνα 4.14. Οικονομικοί δείκτες για σταθερή θερμοκρασία εισόδου 120 °C στον αναγεννητή και μεταβλητό όγκο δοχείου, για όλες τις περιπτώσεις

Για την βέλτιστη περίπτωση, οι οικονομικοί δείκτες παρουσιάζονται στον πίνακα 4.4

Πίνακας 4.4. Οικονομικοί δείκτες για το επιλεγμένο σύστημα

Δείκτης	NPV(€)	IRR(%)	PP(έτη)	SPP(έτη)
Τιμή	8200	4.1	22.5	15.5

Στην συνέχεια παρουσιάζεται ένα πολύ σημαντικό διάγραμμα το οποίο απεικονίζει τη κάλυψη του θερμικού φορτίου από την ηλιακή ενέργεια f , για την τυπική μέρα κάθε μήνα της θερινής περιόδου, συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας. Για τους υπολογισμούς, χρησιμοποιήθηκαν ο βέλτιστος όγκος δοχείου 5 m^3 και η βέλτιστη ελάχιστη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή $105 \text{ }^\circ\text{C}$, όπως υπολογίστηκαν προηγουμένως.



Εικόνα 4.15. Η κάλυψη του θερμικού φορτίου από την ηλιακή ενέργεια f , για την τυπική μέρα κάθε μήνα της θερινής περιόδου

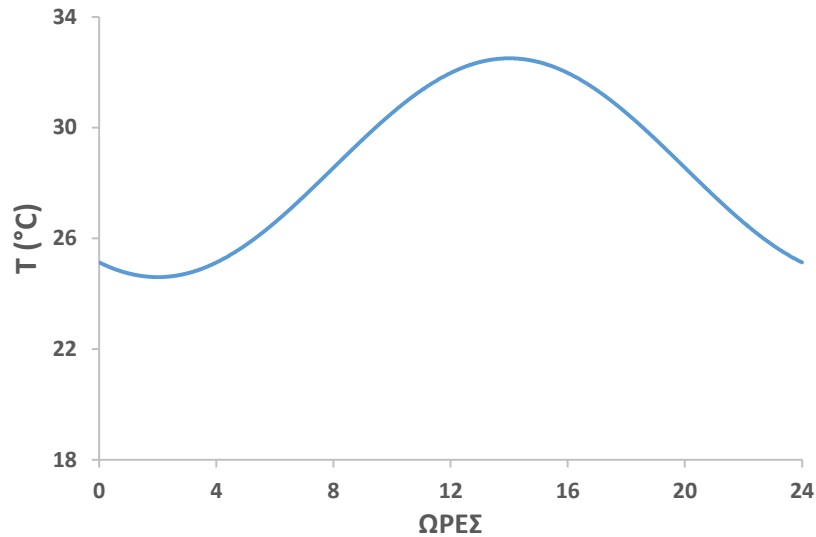
Αυτό που παρατηρείται είναι ότι, για συλλεκτικές επιφάνειες μεγαλύτερες των 320 m^2 , η κάλυψη των αναγκών από την ηλιακή ενέργεια είναι αρκετά μεγάλη στους μήνες Μάιο, Ιούνιο, Ιούλιο και Αύγουστο. Αντίθετα, τον μήνα Σεπτέμβριο είναι πολύ χαμηλό αυτό το ποσοστό, εξαιτίας του χαμηλού ηλιακού δυναμικού που παρατηρείται σε αυτό τον μήνα. Για την βέλτιστη επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών 330 m^2 , η κάλυψη στην τυπική μέρα του κάθε μήνα, παρουσιάζεται στον πίνακα 4.5. Τους μήνες Ιούνιο και Ιούλιο, η κάλυψη των αναγκών καλύπτεται πλήρως από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών. Τον Σεπτέμβριο το ποσοστό αυτό είναι πολύ χαμηλό, 15%, επομένως οι ανάγκες καλύπτονται κυρίως από τον λέβητα pellet-βιομάζας.

Πίνακας 4.5. Κάλυψη θερμικού φορτίου από την ηλιακή ενέργεια για το βέλτιστο σύστημα

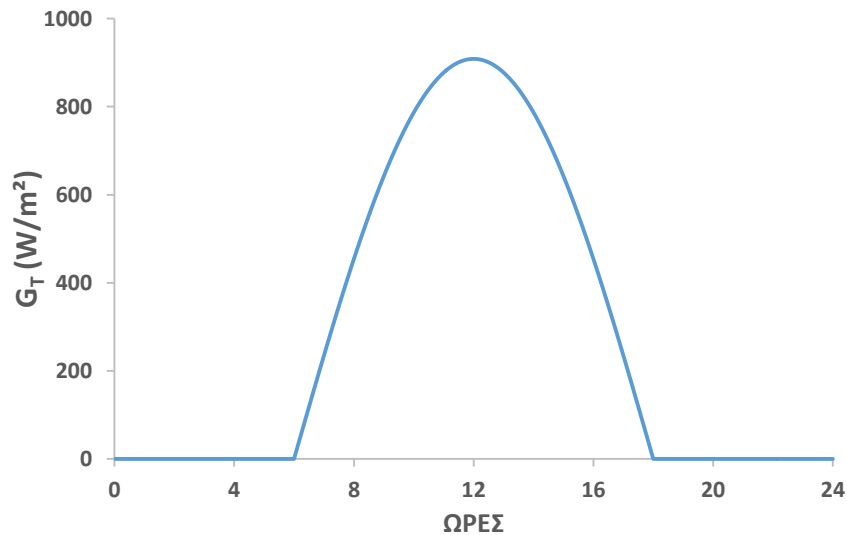
Μήνας	Μάιος	Ιούνιος	Ιούλιος	Αύγουστος	Σεπτέμβριος
f	88%	100%	100%	90%	15%

4.5.2. Δυναμική συμπεριφορά του βέλτιστου συστήματος

Στην παράγραφο αυτή, παρουσιάζεται η δυναμική συμπεριφορά του βέλτιστου συστήματος. Τα διαγράμματα που ακολουθούν αντιστοιχούν στην τυπική μέρα του Αυγούστου. Η εικόνα 4.16 δίνει τις συνθήκες της ημέρας αυτής, την θερμοκρασία περιβάλλοντος και την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών.



Εικόνα 4.16α. Θερμοκρασία περιβάλλοντος την τυπική μέρα του Αυγούστου



Εικόνα 4.16β. Προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών την τυπική μέρα του Αυγούστου

Η εικόνα 4.17 απεικονίζει το θερμικό βαθμό απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών κατά τη διάρκεια της ημέρας. Η εικόνα 4.18 δίνει τη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του ρευστού από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών, κατά τη διάρκεια της ημέρας. Η ώρα 09:00 παρατηρείται μια απότομη αλλαγή στην μορφή της καμπύλης, Η θερμοκρασία του ρευστού παρουσιάζει μια απότομη πτώση, εξαιτίας την έναρξης της λειτουργίας του ψύκτη. Μέχρι τη στιγμή εκείνη το σύστημα βρισκόταν σε ισορροπία. Η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αναγεννητή ήταν η ίδια με τη θερμοκρασία εισόδου σε αυτόν. Με την έναρξη της λειτουργίας του ψύκτη το ρευστό δίνει θερμότητα στον αναγεννητή, με αποτέλεσμα η θερμοκρασία στην έξοδο του αναγεννητή να μειωθεί. Το ρευστό αυτό ακολούθως εισέρχεται στο κάτω μέρος του δοχείου αποθήκευσης, επηρεάζοντας τα θερμοκρασιακά επίπεδα στο εσωτερικό του. Για το λόγο αυτό και το ρευστό που εισέρχεται στους ηλιακούς συλλέκτες έχει μειωμένη θερμοκρασία. Με την πάροδο του χρόνου η κατάσταση ομαλοποιείται, όπως φαίνεται και από την καμπύλη του διαγράμματος. Το φαινόμενο αυτό, παρατηρείται σε όλα τα διαγράμματα.

Η εικόνα 4.19 απεικονίζει στο ίδιο διάγραμμα τις κατανομές της ωφέλιμης θερμότητας από τους ηλιακούς συλλέκτες και της θερμότητας από το λέβητα Pellet, κατά τη διάρκεια της ημέρας. Αυτό είναι ένα πολύ σημαντικό διάγραμμα, γιατί δείχνει την χρονική στιγμή που το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών αδυνατεί να καλύψει τις ανάγκες του ψύκτη. Η ωφέλιμη θερμότητα από τους ηλιακούς συλλέκτες μηδενίζεται γύρω στις 17:10. Ο λέβητας βιομάζας τίθεται σε λειτουργία 15 λεπτά αργότερα, την στιγμή δηλαδή που η θερμοκρασία του ζεστού νερού από το δοχείο αποθήκευσης μειώθηκε κάτω από το όριο των 105 °C.

Η εικόνα 4.20 δείχνει την πορεία σύγκλισης της θερμοκρασίας του ρευστού στο δοχείο αποθήκευσης, άρα και του κώδικα. Η σύγκλιση γίνεται μετά από 7 ημέρες. Στη επόμενη εικόνα 4.21 απεικονίζεται η κατανομή της θερμοκρασίας του ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά τη διάρκεια της ημέρας. Η θερμοκρασία του ρευστού στο κάτω μέρος του δοχείου αποθήκευσης έχει την χαμηλότερη τιμή του, και καθώς ανεβαίνει προς τα πάνω αυξάνει. Ο λόγος είναι ότι, στο πάνω μέρος εισέρχεται ζεστό νερό από τους ηλιακούς συλλέκτες, ενώ στο κάτω μέρος εισέρχεται το ρευστό από τον αναγεννητή που έχει μικρότερη θερμοκρασία. Επίσης, παρατηρείται η απότομη μείωση της θερμοκρασίας σε όλες τις ζώνες, κατά την έναρξη λειτουργίας του ψύκτη. Ο λόγος αναφέρθηκε προηγουμένως. Μάλιστα, η απότομη μείωση της θερμοκρασίας είναι πιο έντονη στο κάτω μέρος του δοχείου, ενώ ανεβαίνοντας προς τα πάνω μειώνεται το φαινόμενο αυτό.

Η αιτία του φαινομένου, γίνεται αντιληπτή στην εικόνα 4.22, όπου απεικονίζεται η θερμοκρασία του ζεστού ρευστού κατά την είσοδο και έξοδο του από τον αναγεννητή, κατά τη διάρκεια της ημέρας. Την στιγμή που ξεκινά η λειτουργία του ψύκτη, το ρευστό δίνει θερμότητα στον αναγεννητή, με φυσικό επακόλουθο την μείωση της θερμοκρασίας του. Αυτό επηρεάζει όλο το σύστημα, μέχρι την ομαλοποίηση των θερμοκρασιών. Σε αυτό το διάγραμμα είναι εμφανές, η ώρα που τίθεται σε λειτουργία ο λέβητας βιομάζας. Με μαύρη διακεκομμένη γραμμή, απεικονίζεται η ελάχιστη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή T_{set} . Αρχικά, έχει την ίδια τιμή με την θερμοκρασία του ρευστού που εξέρχεται από το δοχείο αποθήκευσης για να εισέλθει στον αναγεννητή (μπλε γραμμή), αφού είναι μεγαλύτερη από το όριο των 105 °C. Όταν πέσει κάτω

από το όριο αυτό, ο λέβητας βιομάζας ξεκινάει την λειτουργία του για να δώσει θερμότητα στο ρευστό έτσι ώστε, η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή να είναι σταθερή και ίση με 105 °C.

Στην εικόνα 4.23 παρουσιάζονται όλα τα μεγέθη που περιγράφουν τη συμπεριφορά του ψύκτη απορρόφησης, κατά τη διάρκεια της ημέρας. Πιο συγκεκριμένα παρουσιάζονται:

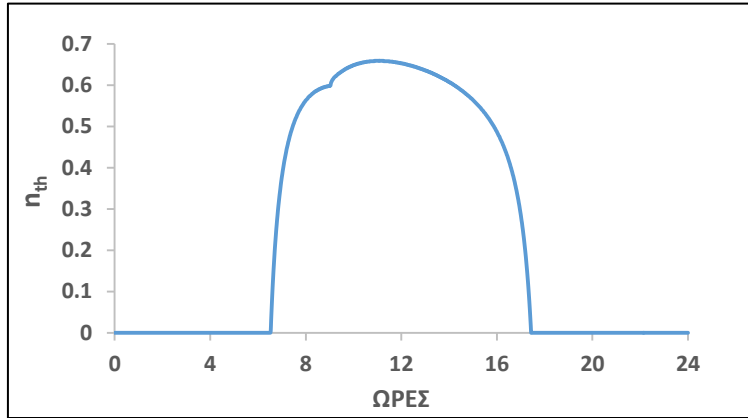
1. Θερμοκρασία του αναγεννητή
2. Συντελεστής απόδοσης του ψύκτη COP
3. Παροχές ψυκτικού μέσου, ασθενούς και ισχυρού διαλύματος
4. Πιέσεις λειτουργίας του ψύκτη
5. Ροές θερμότητας στις συσκευές του ψύκτη απορρόφησης
6. Εξέργεια της ηλιακής ενέργειας, του ατμοποιητή και του λέβητα

Όταν τίθεται σε λειτουργία ο λέβητας βιομάζας, η θερμοκρασία του αναγεννητή είναι περίπου σταθερή. Επομένως, ο συντελεστής COP επηρεάζεται κυρίως από την θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Η θερμοκρασία του περιβάλλοντος εκείνη την περίοδο μειώνεται. Όπως, έχει αποδεικτική σε προηγούμενο κεφάλαιο, ο συντελεστής COP είναι αντιστρόφως ανάλογος της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Έτσι, εξηγείται η αύξηση στο συντελεστή COP την συγκεκριμένη περίοδο.

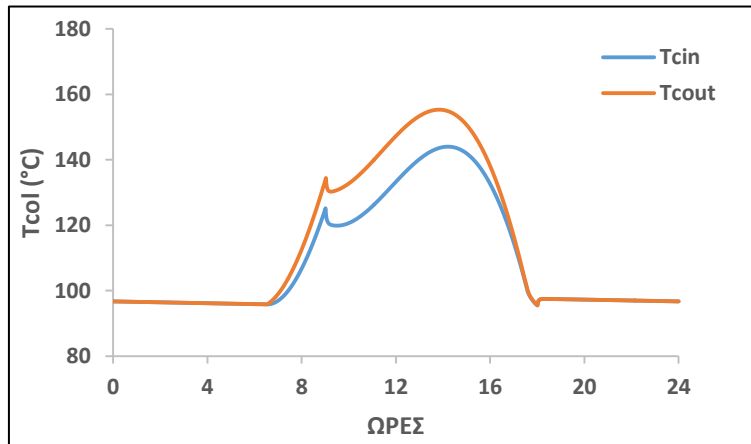
Με βάση αυτό, για σταθερό φορτίο ψύξης, μειώνεται η εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή. Αυτό επηρεάζει και τις παροχές του ισχυρού και ασθενούς διαλύματος, καθώς και τις υπόλοιπες ροές θερμότητας. Τέλος, στον πίνακα 4.6 δίνονται οι βασικοί ημερήσιοι ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης του συστήματος που επιλέχτηκε.

Πίνακας 4.6. Ημερήσιοι βαθμοί απόδοσης για το βέλτιστο σύστημα

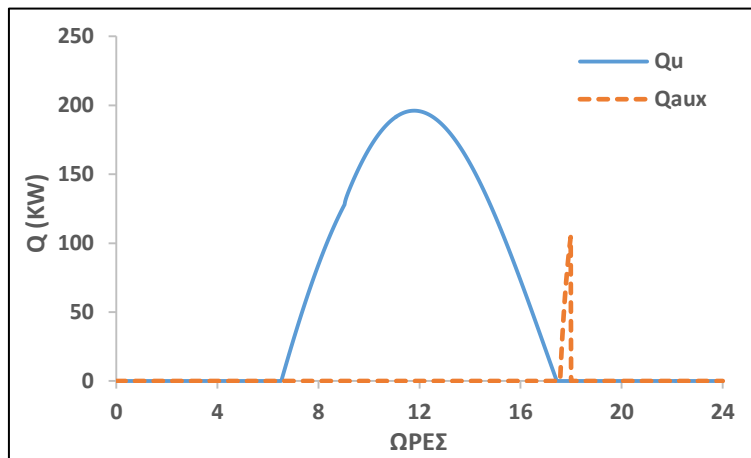
Παράμετρος	Σύμβολο	Τιμή
Ημερήσια κάλυψη θερμικού φορτίου από την ηλιακή ενέργεια	f	90%
Ημερήσιος συντελεστής απόδοσης του ψύκτη	COP _D	0.771
Ημερήσιος συντελεστής απόδοσης όλου του συστήματος	COP _{sys}	0.388
Ημερήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος	$\eta_{ex,sys}$	0.0372



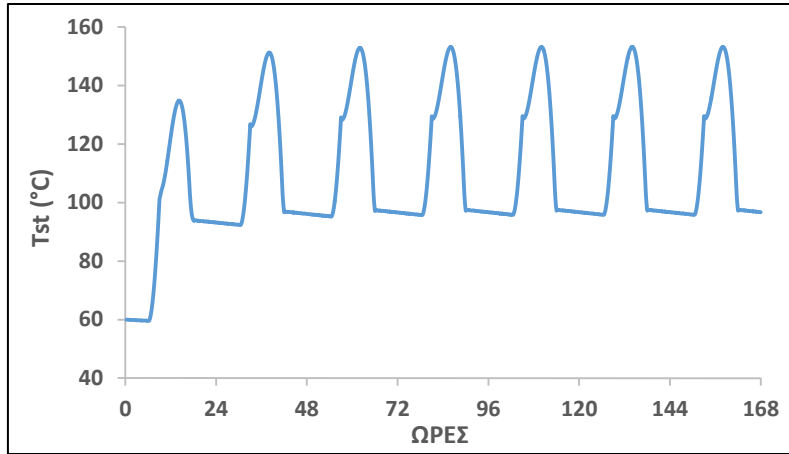
Εικόνα 4.17. Κατανομή του θερμικού βαθμού απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών κατά τη διάρκεια της ημέρας



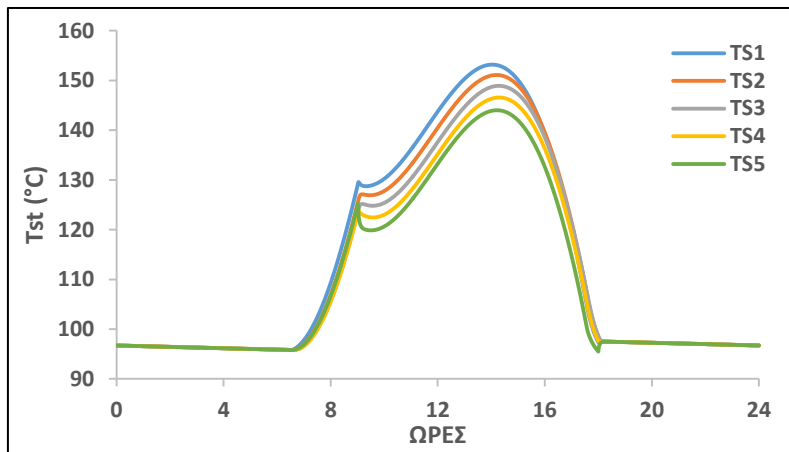
Εικόνα 4.18. Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του ρευστού από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών, κατά τη διάρκεια της ημέρας



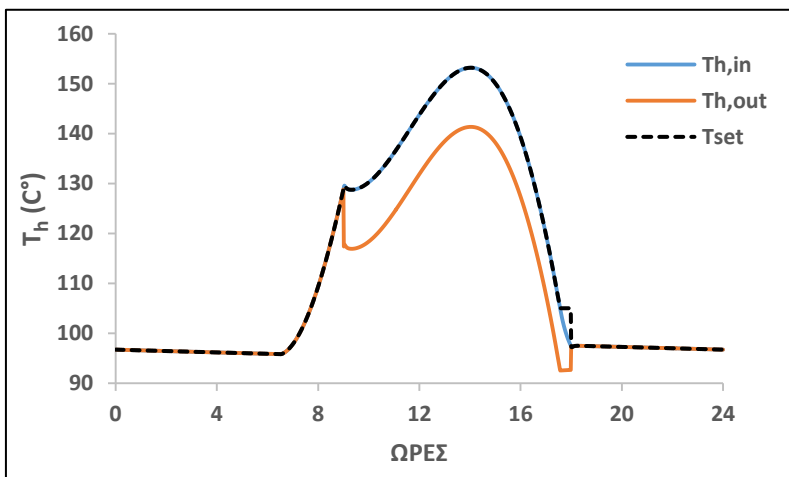
Εικόνα 4.19. Κατανομή της ωφέλιμης θερμότητας από τους ηλιακούς συλλέκτες και της θερμότητας από το λέβητα Pellet, κατά τη διάρκεια της ημέρας



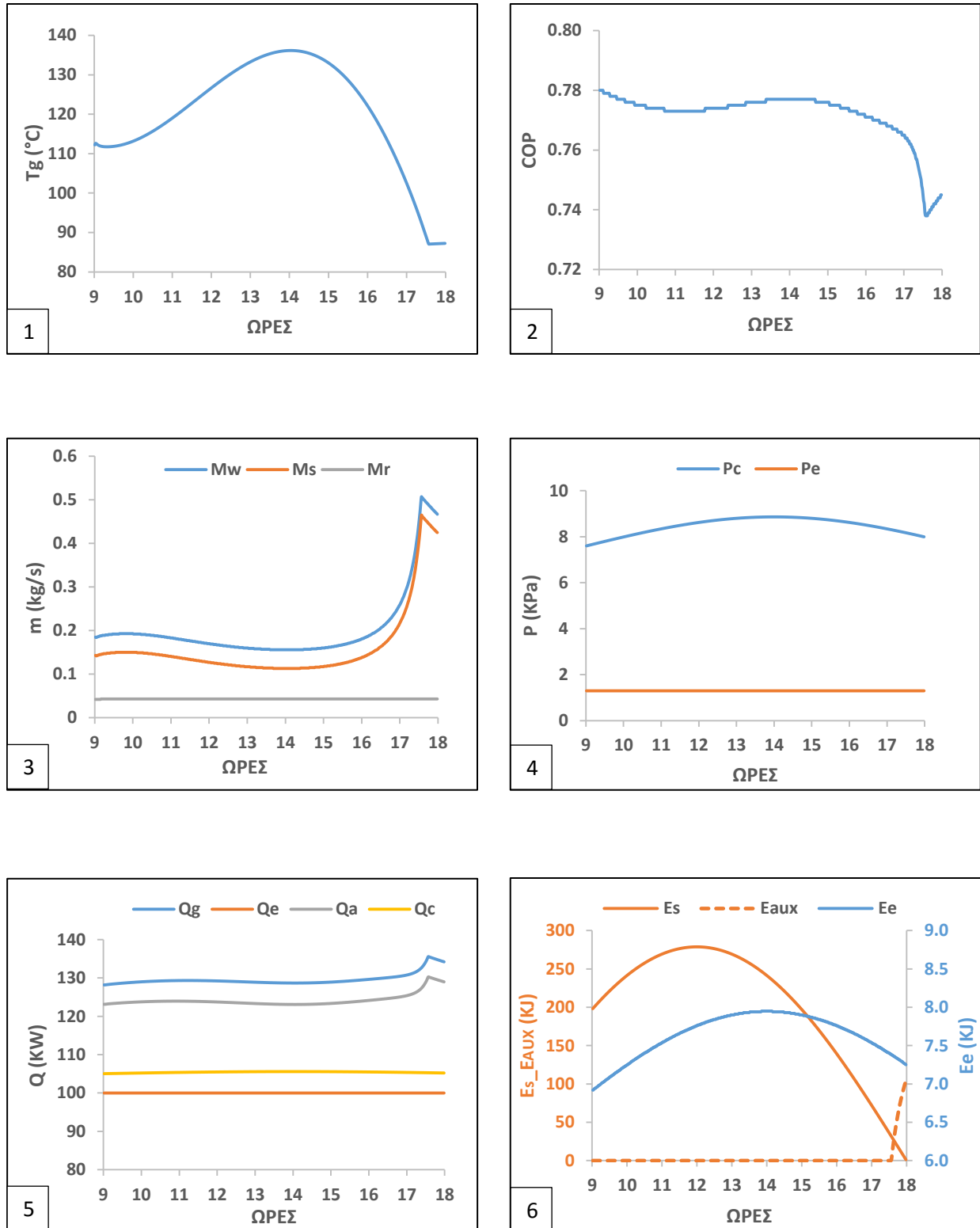
Εικόνα 4.20. Σύγκλιση της θερμοκρασίας στο δοχείο αποθήκευσης



Εικόνα 4.21. Κατανομή της θερμοκρασίας του ρευστού κατά μήκος του δοχείου αποθήκευσης, κατά τη διάρκεια της ημέρας

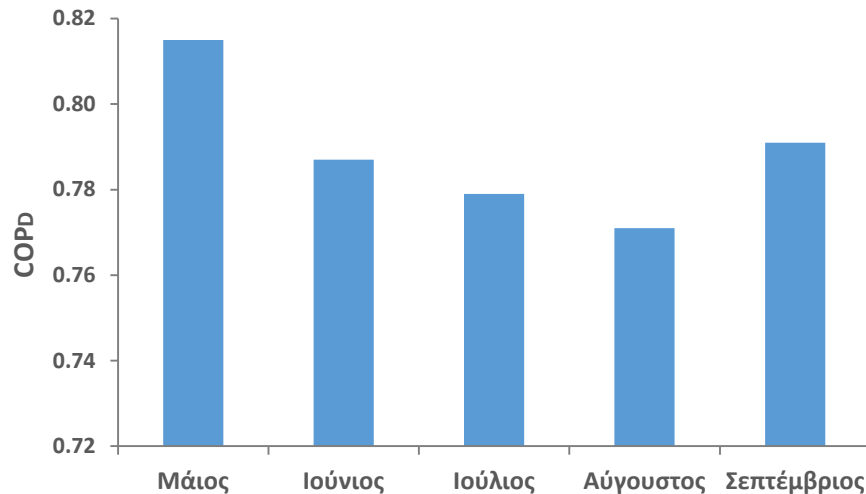


Εικόνα 4.22. Κατανομή της θερμοκρασίας του ζεστού ρευστού κατά την είσοδο και έξοδο του από τον αναγεννητή, κατά τη διάρκεια της ημέρας



Εικόνα 4.23. Κατανομή των μεγεθών του ψύκτη απορρόφησης, κατά τη διάρκεια της ημέρας

Για την βέλτιστη περίπτωση, υπολογίστηκε ο ημερήσιος συντελεστής απόδοσης του ψύκτη COP_D κατά την τυπική μέρα των μηνών της θερινής περιόδου. Όπως, παρατηρείται στο διάγραμμα 4.24, ο ψύκτης αποδίδει καλύτερα κατά τον Μάιο. Αυτό αποδίδεται στο γεγονός ότι, ο Μάιος έχει χαμηλή μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος. Αντίθετα, κατά τον Αύγουστο που παρατηρείται η μεγαλύτερη μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος, ο ημερήσιος συντελεστής απόδοσης του ψύκτη είναι χαμηλότερος από όλους τους μήνες. Γενικά, σε περιοχές με καλό ηλιακό δυναμικό, ο ψύκτης αποδίδει καλύτερα σε χαμηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Αυτό το συμπέρασμα προέκυψε και στο προηγούμενο μοντέλο.



Εικόνα 4.24. Ημερήσιος συντελεστής απόδοσης του ψύκτη για την τυπική μέρα κάθε μήνα της θερινής περιόδου

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ – ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Σε αυτή τη διπλωματική εργασία, γίνεται μια προσομοίωση ενός ηλιακού συστήματος ψύξης με ηλιακούς συλλέκτες κενού ETC, δοχείο αποθήκευσης ζεστού νερού και μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης. Η προσομοίωση είναι δυναμική για όλη την ημέρα και τα αποτελέσματα περιλαμβάνουν ενεργειακούς και εξεργειακούς υπολογισμούς. Στόχος αυτής της μελέτης, είναι ο προσδιορισμός του βέλτιστου συνδυασμού, όγκου δοχείου αποθήκευσης και επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών. Εξετάζονται συνολικά 4 δοχεία με διαφορετικό όγκο και 19 συλλεκτικές επιφάνειες. Η βελτιστοποίηση του συστήματος γίνεται για μια τυπική μέρα του καλοκαιριού. Από την ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση όλων των συνδυασμών, προκύπτει για κάθε δοχείο η βέλτιστη συλλεκτική επιφάνεια, με βασικό κριτήριο την μεγιστοποίηση του ημερήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Το κριτήριο αυτό οδηγεί σε καλή σχεδίαση ελαχιστοποιώντας τις μη αντιστρέψιμες μεταβολές (τη γένεση της εντροπίας στις μεταβολές).

Συγκρίνοντας αυτές τις έξι βέλτιστες περιπτώσεις, παρατηρείται ότι τα δοχεία με μικρό όγκο έχουν μεγαλύτερο ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος σε σχέση με τα μεγαλύτερα δοχεία. Όμως, τα μεγάλα δοχεία έχουν μεγαλύτερο ημερήσιο βαθμό απόδοσης του ψύκτη COP_D και του συστήματος SCOP_D. Παρόλα αυτά οι διαφορές μεταξύ των βέλτιστων περιπτώσεων είναι μικρές. Επομένως, απαιτείται περαιτέρω διερεύνηση των έξι περιπτώσεων. Η συμπεριφορά του συστήματος κατά τη διάρκεια της ημέρας είναι παρόμοια για όλες τις περιπτώσεις, ειδικά τις ώρες που υπάρχει έντονη ηλιακή ακτινοβολία. Οι περιπτώσεις με μεγάλα δοχεία αποθήκευσης έχουν λίγο χαμηλότερη απόδοση το μεσημέρι σε σχέση με τα μικρά. Παρόλα αυτά, τα μεγάλα δοχεία έχουν μεγαλύτερη απόδοση κατά τη διάρκεια της νύκτας, όπου τα μικρότερα δοχεία έχουν κακή απόδοση.

Για τον προσδιορισμό του βέλτιστου συστήματος, γίνεται μια οικονομική αξιολόγηση των έξι περιπτώσεων. Για την αξιολόγηση αυτή, λήφθηκε υπόψη όλη η θερινή περίοδος, από τον Μάιο μέχρι τον Σεπτέμβριο για μια πιο ρεαλιστική ανάλυση του κλίματος της Αθήνας. Ένα ενδιαφέρον αποτέλεσμα αποτελεί η υψηλή παραγωγή ψύξης τον Μάιο, ένα μήνα με χαμηλό ηλιακό δυναμικό. Εξήγηση αυτού αποτελεί, η χαμηλή μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος σε αυτόν τον μήνα, με αποτέλεσμα ο ψύκτης να αποδίδει καλύτερα. Γενικά, τα συστήματα ηλιακής ψύξης αποδίδουν καλύτερα σε περιοχές όπου υπάρχει ικανοποιητικό ηλιακό δυναμικό, αλλά όχι πολύ υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος.

Η περίπτωση με δοχείο αποθήκευσης 14 m³ και συλλεκτική επιφάνεια 450 m², αποδεικνύεται η καλύτερη σύμφωνα με όλους τους οικονομικούς δείκτες. Η καθαρή παρούσα αξία NPV της επένδυσης αυτής είναι 64.729 €, ενώ ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης IRR είναι 6.995 %. Το σύστημα αυτό οδηγεί σε μια περίοδο αποπληρωμής περίπου 15 έτη και σε μία απλή περίοδο αποπληρωμής περίπου 11.5 έτη. Τα αποτελέσματα είναι σχετικά ικανοποιητικά, αλλά δεν αποτελούν την πλέον συμφέρουσα επένδυση. Με μια πρώτη ματιά η καθαρή παρούσα αξία δείχνει ότι η επένδυση είναι συμφέρουσα. Όμως, το αρχικό κόστος επένδυσης είναι περίπου 160.000 €. Η περίοδος αποπληρωμής είναι 15 έτη, μια σχετικά μεγάλη περίοδος. Αυτά πρέπει να ληφθούν σημαντικά υπόψη από τον υποψήφιο επενδυτή.

Στην συνέχεια, μελετάται ένα ηλιακό σύστημα ψύξης, παραλλαγή του πρώτου. Στο σύστημα αυτό υπάρχει μια επιπλέον πηγή θερμότητας (καύση βιομάζας), ενώ ο ψύκτης λειτουργεί κατά το διάστημα 09:00-18:00. Αυτή η περίπτωση είναι πιο ρεαλιστική, αφού στις περισσότερες εφαρμογές ηλιακής ψύξης το θερμό ρευστό προέρχεται από το συνδυασμό του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών και της επιπλέον πηγής θερμότητας. Στόχος αυτής της προσομοίωσης, είναι ο προσδιορισμός του βέλτιστου συνδυασμού τριών παραμέτρων του συστήματος, ο όγκος του δοχείου αποθήκευσης νερού, η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών και η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή. Η βελτιστοποίηση του συστήματος σε αυτό το μοντέλο, γίνεται με βασικό κριτήριο το οικονομικό, λόγω της ύπαρξης της επιπλέον πηγής θερμότητας. Οι ηλιακοί συλλέκτες είναι ακριβή τεχνολογία και επηρεάζουν αρνητικά το αρχικό κόστος επένδυσης. Επομένως, το σύστημα που θα επιλεγεί θα πρέπει να ελαχιστοποιεί την χρήση του λέβητα, αλλά ταυτόχρονα να είναι και οικονομικά βιώσιμο. Εξετάστηκαν 4 δοχεία αποθήκευσης, 12 συλλεκτικές επιφάνειες, καθώς και 4 θερμοκρασίες εισόδου στον αναγεννητή. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι, στην ανάλυση αυτή χρησιμοποιούνται οι μέσες μέρες κάθε μήνα, αφού λαμβάνεται υπόψη όλη η θερινή περίοδος, από τον Μάιο μέχρι τον Σεπτέμβριο.

Για κάθε περίπτωση, υπολογίζονται οι ενεργειακοί και εξεργειακοί δείκτες. Στην συνέχεια γίνεται μια οικονομική ανάλυση για τον προσδιορισμό της βέλτιστης περιπτώσεως. Η περίπτωση με δοχείο αποθήκευσης 5 m^3 , συλλεκτική επιφάνεια 330 m^2 και θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή $105 \text{ }^\circ\text{C}$, αποδεικνύεται η καλύτερη σύμφωνα με όλους τους οικονομικούς δείκτες. Στα διαγράμματα που περιγράφουν τη συμπεριφορά του συστήματος κατά τη διάρκεια της ημέρας, παρατηρείται μια απότομη πτώση στη μορφή της καμπύλης. Αυτό συμβαίνει η ώρα 09:00 δηλαδή την στιγμή που ξεκινά να λειτουργεί ο ψύκτης. Ο λόγος ύπαρξης αυτού του φαινομένου είναι ότι, με την έναρξη της λειτουργίας του ψύκτη το θερμό ρευστό δίνει θερμότητα στον αναγεννητή, με αποτέλεσμα η θερμοκρασία του μετά την έξοδο από τον αναγεννητή να μειωθεί. Το ρευστό αυτό ακολούθως εισέρχεται στο κάτω μέρος του δοχείου αποθήκευσης, επηρεάζοντας τα θερμοκρασιακά επίπεδα στο εσωτερικό του. Για το λόγο αυτό και το ρευστό που εισέρχεται στους ηλιακούς συλλέκτες έχει μειωμένη θερμοκρασία. Με την πάροδο του χρόνου η κατάσταση ομαλοποιείται. Επίσης, αποδεικνύεται ότι, ο ψύκτης αποδίδει καλύτερα κατά τον Μάιο. Αυτό αποδίδεται στο γεγονός ότι, ο Μάιος έχει χαμηλή μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος. Αντίθετα, κατά τον Αύγουστο που παρατηρείται η μεγαλύτερη μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος, ο ημερήσιος συντελεστής απόδοσης του ψύκτη είναι χαμηλότερος από όλους τους μήνες. Το συμπέρασμα αυτό, προκύπτει και στο προηγούμενο μοντέλο.

Η καθαρή παρούσα αξία NPV της επένδυσης αυτής είναι 8.200 €, ενώ ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης IRR είναι 4.1 %. Το σύστημα αυτό οδηγεί σε μια περίοδο αποπληρωμής PP περίπου 22.5 έτη και σε μία απλή περίοδο αποπληρωμής SPP περίπου 15.5 έτη. Οι οικονομικοί δείκτες υποδεικνύουν ότι η επένδυση εμπεριέχει αρκετό ρίσκο, αφού η οικονομική της βιωσιμότητα είναι οριακή. Συγκρίνοντας τα δύο συστήματα, προκύπτει το συμπέρασμα ότι, το σύστημα με μοναδική πηγή θερμότητας τους ηλιακούς συλλέκτες είναι οικονομικά αποδοτικότερο. Όμως, ο συντελεστής απόδοσης του ψύκτη COP έχει μεγάλες διακυμάνσεις κατά την διάρκεια της μέρας, σε αντίθεση με τον αντίστοιχο COP του συστήματος με την εφεδρική πηγή θερμότητας που είναι σχεδόν σταθερός. Παρόλα αυτά, το δεύτερο ηλιακό σύστημα σύμφωνα με την οικονομική ανάλυση, δεν είναι οικονομικά βιώσιμο.

Βέβαια εκτός από την οικονομική οπτική, υπάρχει και η περιβαλλοντική. Λόγω του περιβαλλοντικού προβλήματος που ταλανίζει τον πλανήτη, οι κυβερνήσεις ξεκίνησαν να λαμβάνουν δραστικά μέτρα για την μείωση του προβλήματος. Ένα από αυτά είναι και η εκμετάλλευση του ήλιου. Ένα μεγάλο ποσοστό της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται παγκοσμίως, χρησιμοποιείται για κλιματισμό και ψύξη. Επομένως, η χρήση της ηλιακής ενέργειας για παραγωγή ψύξης, οδηγεί σε μείωση των εκπομπών CO₂, της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας και της καύσης των ορυκτών καυσίμων, βοηθώντας στη αντιμετώπιση των περιβαλλοντικών προβλημάτων. Με αυτά τα δεδομένα, πολύ πιθανόν στο άμεσο μέλλον, να επιχορηγούνται περισσότερο τέτοιες επενδύσεις, φιλικές προς το περιβάλλον.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici, General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems
- [2] Αρθούρος Ζερβός, Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, Αθήνα 2014
- [3] Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδας, Τεχνολογίες ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, Αθήνα, Ιούνιος 2011
- [4] Κίμων Α. Αντωνόπουλος, Θερμικά ηλιακά συστήματα, Μέρος πρώτο, Αθήνα 2011
- [5] <http://www.solarsense.co.za/>
- [6] <http://www.evergreenenergy.ie/cpc6.htm>
- [7] <http://www.green-solar.net/>
- [8] Κορωνάκη Ειρήνη, Συστήματα Βιομηχανικής Ψύξης, Οκτώβριος 2015
- [9] Σ. Χατζηδάκης, Σημειώσεις Ψύξης Α΄ και Β΄ Μέρος, Αθήνα 2003
- [10] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, Design and construction of a LiBr–water absorption machine
- [11] Οδηγός Ηλιακού Κλιματισμού, Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας
- [12] http://www.r718.com/articles/3432/the_basics_of_r718_the_adsorption_cycle_br
- [13] <http://lathermo.mech.ntua.gr/>
- [14] Z. Crepinsek, D. Goricanec, J. Krope, Comparison of the performances of absorption refrigeration cycles
- [15] Juan Carlos Burbano, Luiz Felipe Pellegrini, Silvio de Oliveira, Exergoeconomic analysis of a hybrid absorption-ejector compression chiller
- [16] Καραγιώργας Μιχαήλ, Τεχνολογίες παραγωγής ψύξης και κλιματισμού με τη χρήση ηλιακής ενέργειας και παραδείγματα εφαρμογών
- [17] Ηλιακός κλιματισμός, Βασικές αρχές, παραδείγματα εφαρμογών και προτάσεις, Solco
- [18] Evangelos Bellos, Christos Tzivanidis, Kimon A. Antonopoulos, Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types
- [19] J.A. Duffie, W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, third ed., Wiley, Hoboken, NJ, USA, 2006
- [20] Y. Kaita, Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures

- [21] R. Petela, Exergy analysis of solar radiation, (Chapter 2), in: N. Enteria, A. Akbarzadeh (Eds.), *Solar Thermal Sciences and Engineering Applications*, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2013
- [22] T.M. Mróz, Thermodynamic and economic performance of the LiBr–H₂O single stage absorption water chiller, *Applied Thermal Engineering* 2006;26(17-18):2103-2109
- [23] F.L. Lansing, Computer Modeling of a Single-Stage Lithium Bromide/Water Absorption Refrigeration Unit
- [24] Carlos Rubio-Maya, J. Jesús Pacheco-Ibarra, Juan M. Belman-Flores, Sergio R. Galván-González, Crisanto Mendoza-Covarrubias, NLP model of a LiBr/H₂O absorption refrigeration system for the minimization of the annual operating cost
- [25] S. Kalogirou, The potential of solar industrial process heat applications, *Applied Energy* 2003;76:337–361
- [26] T. Tsoutsos, J. Anagnostou, C. Pritchard, M. Karagiorgas, D. Agoris, Solar cooling technologies in Greece. An economic viability analysis, *Applied Thermal Engineering* 2003;23(11):1427-1439
- [27] E. Bellos, C. Tzivanidis, K. Moschos, K.A. Antonopoulos, Energetic and financial evaluation of solar assisted heat pump space heating systems, *Energy Conversion and Management* 2016;120:306-319
- [28] L.Cabrol, P. Rowley, Towards low carbon homes – A simulation analysis of building-integrated air-source heat pump systems, *Energy and Buildings* 2012;48:127-136
- [29] Omar Ketfi, Mustapha Merzouk, Nachida Kasbadji Merzouk, Said El Metenan, Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (LiBr-H₂O)
- [30] <http://eshop.teracal.gr/el/estia/4152--pellet-40kw-zefiros-lpv40.html>
- [31] <http://www.powerpellet.gr/info>
- [32] Olivier Marc, Frantz Sinama, Jean-Philippe Praene, Franck Lucas, Jean Castaing-Lasvignottes, Dynamic modeling and experimental validation elements of a 30 kW LiBr/H₂O single effect absorption chiller for solar application
- [33] A.A.V. Ochoa, J.C.C. Dutra, J.R.G. Henríquez, C.A.C. dos Santos, Dynamic study of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H₂O

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1: Κώδικας 1^{ου} μοντέλου

```

PROGRAM SYMEOU
PARAMETER(JJ=100000,II=20)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,K-Z)
DIMENSION T(JJ,II),H(JJ,II),P(JJ,II),XX(JJ,II),TAMB(JJ),GT(JJ)
DIMENSION TA(JJ),TC(JJ),TE(JJ),TSET(JJ),MW(JJ),PC(JJ)
DIMENSION PE(JJ),COP(JJ),TL2(JJ),QG(JJ),QE(JJ),MR(JJ),MS(JJ)
DIMENSION TGNEW(JJ),TS1(JJ),TS2(JJ),TS3(JJ),TCIN(JJ),TCOUT(JJ)
DIMENSION NTH(JJ),QU(JJ),TL1(JJ),QA(JJ),QC(JJ),TS4(JJ),TS5(JJ)
DIMENSION QS(JJ),EE(JJ),EG(JJ),ES(JJ)
C
OPEN(1,file='2.Chipper [T_P_H_X]')
OPEN(2,file='3.Chipper [COP_Qg_Qe_Qa_Qc]')
OPEN(3,file='4.Chipper [Mw_Ms_Mr]')
OPEN(4,FILE='1.Ambient [T and G]')
OPEN(5,file='6.Storage [Ts1_Ts2_Ts3_Ts4_Ts5]')
OPEN(6,file='9.Collector [Nth_Qu_Tcout_Tcin]')
OPEN(7,file='7.Storage [TL1_TL2]')
OPEN(8,file='8.Storage sigklisi')
OPEN(9,file='5.Chipper [Pc_Pe]')
OPEN(10,file='10.Exergy [De_Ds_Dg_SCOP_COPm_Nthm]')
OPEN(11,file='11.Exergy [Ee_Eg_Es]')
OPEN(12,file='12.Exergy [Xe_Xg_Xs_Nex_sys_Nex,ch]')
OPEN(13,file='13.Optimization [V_Ac_De_SCOP_Nex_sys_Nex,ch]')
OPEN(14,file='14.Optimization [Duration_Nthm]')
C
WRITE(1,100)
100 FORMAT(3X,'Time',5X,'Tg',2X,'A/A',9X,'T',9X,'P',10X,'H',9X,'X')
WRITE(1,*)
C
WRITE(2,200)
200 FORMAT(3X,'Time',7X,'TG',7X,'COP',8X,'Qg',7X,'Qe',8X,'Qa',8X,'Qc')
WRITE(2,*)
C
WRITE(3,300)
300 FORMAT(3x,'Time',7X,'TG',7X,'Mw',8X,'Ms',8X,'Mr')
WRITE(3,*)
C
WRITE(4,400)
WRITE(4,*)
400 FORMAT(3X,'Sec',7X,'T',9X,'GT')
C
WRITE(5,500)
WRITE(5,*)
500 FORMAT('DAY',4X,'t',6X,'TS1',6X,'TS2',6X,'TS3',6X,'TS4',6X,'TS5')
C
WRITE(6,600)
WRITE(6,*)
600 FORMAT(4X,'Sec',10X,'QU',5X,'Nth',5X,'Tcin',6X,'Tcout')
C
WRITE(7,710)
WRITE(7,*)
710 FORMAT(4X,'Sec',7X,'TL1',6X,'TL2')
C
WRITE(8,800)
WRITE(8,*)
800 FORMAT(2X,'DAY',7X,'t',6X,'TS1',6X,'TS2',6X,'TS3')

```

```

WRITE(9,900)
WRITE(9,*)
900 FORMAT(4X,'Sec',7X,'Pc',7X,'Pe')
C
WRITE(10,910)
WRITE(10,*)
910 FORMAT(9X,'DE',13X,'DS',11X,'DG',6X,'SCOP',5X,'COPM',5X,'NTHM')
C
WRITE(11,920)
WRITE(11,*)
920 FORMAT(4X,'Sec',7X,'Ee',7X,'Eg',7X,'Es')
C
WRITE(12,930)
WRITE(12,*)
930 FORMAT(4X,'AC',12X,'Xe',13X,'Xg',12X,'Xs',6X,'Nex,sy',4X,'Nex,ch')
C
WRITE(13,940)
WRITE(13,*)
940 FORMAT(3X,'V',8X,'Ac',12X,'De',5X,'SCOP',6X,'Nex,sy',4X,'Nex,ch')
C
WRITE(14,950)
WRITE(14,*)
950 FORMAT(4X,'V',7X,'Ac',5X,'Duration',5X,'Nthm')
C
C Find T and GT
C
IDT=240
DAYYEAR=198.0
C
PI=3.141592654
HT1=-2.203*COS((PI/180.0)*(360.0*DAYYEAR)/365.0)
HT2=-0.254*COS((PI/180.0)*(2.0*360.0*DAYYEAR)/365.0)
HT3=0.045*SIN((PI/180.0)*(360.0*DAYYEAR)/365.0)
HT4=0.158*SIN((PI/180.0)*(2.0*360.0*DAYYEAR)/365.0)
HT=6.5
GTMAX=(3.141592654*HT)/(2*12)
DO I=0,86400,1DT
Z=I
X=2.0*PI*((Z)/86400.0)-2.094395102
TAMB(I)=30.0+3.5*SIN(X)
IF (I.GE.21600.AND.I.LT.64800)THEN
TZ=(PI*(Z-6*3600))/(12*3600)
GT(I)=1000.0*GTMAX*SIN(TZ)
ELSE
GT(I)=0.0
ENDIF
WRITE(4,20)I,TAMB(I),GT(I)
20 FORMAT(I6,3X,F5.2,3X,F8.3)
END DO
C
C Initial Values
C
V=14.0
DO IAC=150,600,50
AC=IAC
C
J=0

```

```

TS1(J)=60.0      ; QU(J)=0.0
TS2(J)=60.0      ; NTH(J)=0.0
TS3(J)=60.0      ; TL1(J)=TS1(J)
TS4(J)=60.0      ; TL2(J)=60.0
TS5(J)=60.0      ; TCOUT(J)=60.0
TCIN(J)=TS5(J)
C
C Data for the collectors and storage tank
C
R=1000.0        ; MH=1.0
MC=0.01*AC      ; U=0.7
C
DST=((4.0*V)/(PI))**(1.0/3.0)
LST=DST
C
AST1=(PI*DST**2)/4+(PI*DST*LST)/5
AST2=(PI*DST*LST)/5
AST3=(PI*DST*LST)/5
AST4=(PI*DST*LST)/5
AST5=(PI*DST**2)/4+(PI*DST*LST)/5
C
DO J=0,86400,IDT
    QS(J)=AC*(GT(J)/1000)
END DO
C
IDAY=1
PREVIOUS=0.0
17 DO J=0+IDT,86400,IDT
C
C Solve collector and storage tank
C
IF(GT(J).EQ.0.0)THEN
    NTH(J)=0.0
ELSE
    NTH(J)=0.82-1.5*((TCIN(J-IDT)-TAMB(J))/GT(J))
END IF
C
IF(NTH(J).LT.0.0)THEN
    NTH(J)=0.0
ENDIF
QU(J)=NTH(J)*AC*GT(J)
IF(QU(J).EQ.0.0)THEN
    TCOUT(J)=TCIN(J-IDT)
ELSE
    TCOUT(J)=TCIN(J-IDT)+QU(J)/(MC*4200.0)
ENDIF
C
EQ1A=MC*4200.0*(TCOUT(J)-TS1(J-IDT))
EQ1B=MH*4200.0*(TS2(J-IDT)-TS1(J-IDT))
EQ1C=U*AST1*(TS1(J-IDT)-TAMB(J))
TS1(J)=TS1(J-IDT)+((5*IDT)/(R*V*4200.0))*(EQ1A+EQ1B-EQ1C)
C
EQ2A=MC*4200.0*(TS1(J-IDT)-TS2(J-IDT))
EQ2B=MH*4200.0*(TS3(J-IDT)-TS2(J-IDT))
EQ2C=U*AST2*(TS2(J-IDT)-TAMB(J))
TS2(J)=TS2(J-IDT)+((5*IDT)/(R*V*4200.0))*(EQ2A+EQ2B-EQ2C)
C

```

```

EQ3A=MC*4200.0*(TS2(J-IDT)-TS3(J-IDT))
EQ3B=MH*4200.0*(TS4(J-IDT)-TS3(J-IDT))
EQ3C=U*AST3*(TS3(J-IDT)-TAMB(J))
TS3(J)=TS3(J-IDT)+((5*IDT)/(R*V*4200.0))*(EQ3A+EQ3B-EQ3C)
C
EQ4A=MC*4200.0*(TS3(J-IDT)-TS4(J-IDT))
EQ4B=MH*4200.0*(TS5(J-IDT)-TS4(J-IDT))
EQ4C=U*AST4*(TS4(J-IDT)-TAMB(J))
TS4(J)=TS4(J-IDT)+((5*IDT)/(R*V*4200.0))*(EQ4A+EQ4B-EQ4C)
C
EQ5A=MC*4200.0*(TS4(J-IDT)-TS5(J-IDT))
EQ5B=MH*4200.0*(TL2(J-IDT)-TS5(J-IDT))
EQ5C=U*AST5*(TS5(J-IDT)-TAMB(J))
TS5(J)=TS5(J-IDT)+((5*IDT)/(R*V*4200.0))*(EQ5A+EQ5B-EQ5C)
C
TCIN(J)=TS5(J)
TL1(J)=TS1(J)
C
C Solve CHILLER
C
C Data
A0=-2.00755 ; B0=124.937 ; C=7.05
A1=0.16976 ; B1=-7.71649 ; D=-1596.49
A2=-3.133362E-03 ; B2=0.152286 ; E=-104095.5
A3=1.97668E-05 ; B3=-7.95090E-04

AH0=-2024.33 ; BH0=18.2829 ; CH0= -3.7008214E-02
AH1=163.309 ; BH1=-1.1691757 ; CH1= 2.8877666E-03
AH2=-4.88161 ; BH2=3.248041E-2 ; CH2= -8.1313015E-05
AH3=6.302948E-02 ; BH3=-4.034184E-04 ; CH3= 9.9116628E-07
AH4=-2.913705E-04 ; BH4=1.8520569E-06 ; CH4= -4.4441207E-09
C
TA(J)=TAMB(J)+8 ; TC(J)=TAMB(J)+8 ; TE(J)=10.0
NHX=0.6 ; TSET(J)=TL1(J) ; UA=5.0
MW(J)=0.4 ; CPL=4.2
C
C find Pc and Pe
LOGPC=C+D/(TC(J)+273.15)+E/(TC(J)+273.15)**2
PC(J)=10**LOGPC
LOGPE=C+D/(TE(J)+273.15)+E/(TE(J)+273.15)**2
PE(J)=10**LOGPE
C
C find Xw
X=45.0
10 TSOL1=B0*X**0+B1*X**1+B2*X**2+B3*X**3
TSOL2=A0*X**0+A1*X**1+A2*X**2+A3*X**3
TSOL=TSOL1+TE(J)*TSOL2
IF(ABS(TSOL-TA(J)).LE.0.0005)THEN
XW=X
ELSE
X=X+0.0001
GOTO 10
END IF
C
C Point 3
P(J,3)=PC(J)
XX(J,3)=0
C

```



```

TSOL1=B0*XW**0+B1*XW**1+B2*XW**2+B3*XW**3
TSOL2=A0*XW**0+A1*XW**1+A2*XW**2+A3*XW**3
T(J,3)=TSOL1+TC(J)*TSOL2

L=SQRT(6254829-11742*TC(J)+6.3368*TC(J)**2-0.04924*TC(J)**3)
H(J,3)=4.19*TC(J)+L+1.92*(T(J,3)-TC(J))

```

C

C find Xs

```
TG=TSET(J)-5.0
```

14 X=45.0

11 TSOL1=B0*X**0+B1*X**1+B2*X**2+B3*X**3

```
TSOL2=A0*X**0+A1*X**1+A2*X**2+A3*X**3
```

```
TSOL=TSOL1+TC(J)*TSOL2
```

```
IF(ABS(TSOL-TG).LE.0.0005)THEN
```

```
XS=X
```

```
ELSE
```

```
X=X+0.0001
```

```
GOTO 11
```

```
END IF
```

C Point 6

```
P(J,6)=PC(J)
```

```
XX(J,6)=0
```

```
T(J,6)=TC(J)
```

```
H(J,6)=4.19*TC(J)
```

C Point 7

```
P(J,7)=PE(J)
```

```
XX(J,7)=0.0
```

```
T(J,7)=TE(J)
```

```
H(J,7)=H(J,6)
```

C Point 8

```
P(J,8)=PE(J)
```

```
XX(J,8)=0.0
```

```
T(J,8)=TE(J)
```

```
L=SQRT(6254829-11742*TE(J)+6.3368*TE(J)**2-0.04924*TE(J)**3)
```

```
H(J,8)=4.19*TE(J)+L
```

C Point 1

```
P(J,1)=PE(J)
```

```
XX(J,1)=XW
```

```
T(J,1)=TA(J)
```

```
H1=AH0*XW**0+AH1*XW**1+AH2*XW**2+AH3*XW**3+AH4*XW**4
```

```
H2=BH0*XW**0+BH1*XW**1+BH2*XW**2+BH3*XW**3+BH4*XW**4
```

```
H3=CH0*XW**0+CH1*XW**1+CH2*XW**2+CH3*XW**3+CH4*XW**4
```

```
H(J,1)=H1+T(J,1)*H2+T(J,1)**2*H3
```

C Point 12=9

```
P(J,9)=PC(J)
```

```
XX(J,9)=XW
```

```
T(J,9)=T(J,1)
```

```
H(J,9)=H(J,1)
```

C Point 4

```
P(J,4)=PC(J)
```

```
XX(J,4)=XS
```

```
T(J,4)=TG
```

```
H1=AH0*XS**0+AH1*XS**1+AH2*XS**2+AH3*XS**3+AH4*XS**4
```

```
H2=BH0*XS**0+BH1*XS**1+BH2*XS**2+BH3*XS**3+BH4*XS**4
```

```
H3=CH0*XS**0+CH1*XS**1+CH2*XS**2+CH3*XS**3+CH4*XS**4
```

```
H(J,4)=H1+T(J,4)*H2+T(J,4)**2*H3
```

C Point 45=10

```
P(J,10)=PC(J)
```

```

XX(J,10)=XS
T(J,10)=T(J,4)-NHEX*(T(J,4)-T(J,9))
H1=AH0*XS**0+AH1*XS**1+AH2*XS**2+AH3*XS**3+AH4*XS**4
H2=BH0*XS**0+BH1*XS**1+BH2*XS**2+BH3*XS**3+BH4*XS**4
H3=CH0*XS**0+CH1*XS**1+CH2*XS**2+CH3*XS**3+CH4*XS**4
H(J,10)=H1+T(J,10)*H2+T(J,10)**2*H3

```

C

C Point 5

```

P(J,5)=PE(J)
XX(J,5)=XS
H(J,5)=H(J,10)
TSOL1=B0*XS**0+B1*XS**1+B2*XS**2+B3*XS**3
TSOL2=A0*XS**0+A1*XS**1+A2*XS**2+A3*XS**3
T(J,5)=TSOL1+TE(J)*TSOL2

```

C

C Point 2

```

P(J,2)=PC(J)
XX(J,2)=XW
H(J,2)=H(J,9)+(XW/XS)*(H(J,4)-H(J,10))

AA0=3.462023 ; BB0=1.3499*10**(-3)
AA1=-2.679895*10**(-2) ; BB1=-6.55*10**(-6)
CP1=(AA0+AA1*XX(J,1))+(BB0+BB1*XX(J,1))*T(J,1)
CP4=(AA0+AA1*XX(J,4))+(BB0+BB1*XX(J,4))*T(J,4)
T(J,2)=T(J,1)+NHEX*(XX(J,1)/XX(J,4))*(CP4/CP1)*(T(J,4)-T(J,1))

```

C

C Check

```

IF(T(J,2).GE.T(J,4).OR.T(J,9).GE.T(J,10))THEN
  GOTO 15
ELSE
  GOTO 16
END IF

```

C

C find COP

```

16 H87=H(J,8)-H(J,7)
COP(J)=H87/(H(J,3)+(H(J,4)*XW)/(XS-XW)-(H(J,2)*XS)/(XS-XW))
NTU=UA/(MH*CPL)
TL2(J)=TG+(TSET(J)-TG)*EXP(-NTU)
QG(J)=MH*4.19*(TSET(J)-TL2(J))
QE(J)=QG(J)*COP(J)

```

C

```

MR(J)=(QG(J)+MW(J)*(H(J,2)-H(J,4)))/(H(J,3)-H(J,4))
MS(J)=MW(J)-MR(J)
QA(J)=MR(J)*H(J,8)+MS(J)*H(J,5)-MW(J)*H(J,1)
QC(J)=MR(J)*(H(J,3)-H(J,6))

XSNEW=(XW*MW(J))/MS(J)

```

C

```

TSOL1=B0*XSNEW**0+B1*XSNEW**1+B2*XSNEW**2+B3*XSNEW**3
TSOL2=A0*XSNEW**0+A1*XSNEW**1+A2*XSNEW**2+A3*XSNEW**3
TGNEW(J)=TSOL1+TC(J)*TSOL2

```

C

C Convergence Tg

```

IF(ABS(TGNEW(J)-TG).LE.0.001)THEN
  GOTO 19
ELSE
  TG=TGNEW(J)
  GOTO 14

```

```

ENDIF
C
19  IF(TL1(J).LE.TL2(J))THEN
      TL2(J)=TL1(J)
    END IF
22  WRITE(8,112)IDAY,J,TS1(J),TS2(J),TS3(J)
112  FORMAT(I5,1X,I7,3X,F6.2,3X,F6.2,3X,F6.2)
C
    EE(J)=-QE(J)*(1.0-(TAMB(J)+273.15)/(TE(J)+273.15))
    EG(J)=QG(J)*(1.0-(TAMB(J)+273.15)/(TGNEW(J)+273.15))
C
    TSUN=4350.0
    ES1=(4/3)*((TAMB(J)+273.15)/TSUN)
    ES2=(1/3)*((TAMB(J)+273.15)/TSUN)**4
    ES(J)=QS(J)*(1.0-ES1+ES2)
C
    END DO
    NOW=TS1(14400)
    IPR=0
    COP(IPR)=COP(86400)
    TGNEW(IPR)=TGNEW(86400)
    QG(IPR)=QG(86400)
    QE(IPR)=QE(86400)
    QA(IPR)=QA(86400)
    QC(IPR)=QC(86400)
    MW(IPR)=MW(86400)
    MR(IPR)=MR(86400)
    MS(IPR)=MS(86400)
    PC(IPR)=PC(86400)
    PE(IPR)=PE(86400)
    EE(IPR)=EE(86400)
    EG(IPR)=EG(86400)
    ES(IPR)=ES(86400)
C
C Convergence Tstorage
C
    IF(ABS(NOW-PREVIOUS).LE.0.001)THEN
      GOTO 15
    ELSE
      J=0
      TS1(J)=TS1(86400) ; QU(J)=QU(86400)
      TS2(J)=TS2(86400) ; NTH(J)=NTH(86400)
      TS3(J)=TS3(86400) ; TL1(J)=TS1(J)
      TS4(J)=TS4(86400) ; TCOUT(J)=TCOUT(86400)
      TS5(J)=TS5(86400) ; TCIN(J)=TS5(J)
      TL2(J)=TL2(86400)
C
      IDAY=IDAY+1
      PREVIOUS=NOW
      GOTO 17
    ENDIF
C
C Exergy Analysis
C
15  TIMEF=0.0
    DO J=0,86400,IDT
      IF(COP(J).GE.0.0.AND.QE(J).GE.0.0.AND.QC(J).GE.0.0)THEN
        TIMELAST=TIMEF+1.0

```

```

    TIMEF=TIMELAST
    END IF
  END DO
  TIME=TIMEF*IDT-IDT
C
  DEF=0.0
  DO J=0,86400,IDT
    IF(COP(J).GE.0.0.AND.QE(J).GE.0.0.AND.QC(J).GE.0.0)THEN
      DELAST=DEF+QE(J)
      DEF=DELAST
    END IF
  END DO
  DE=DEF*IDT
C
  DSF=0.0
  DO J=0,86400,IDT
    DSLAST=DSF+QS(J)
    DSF=DSLAST
  END DO
  DS=DSF*IDT
C
  DGF=0.0
  DO J=0,86400,IDT
    IF(COP(J).GE.0.0.AND.QE(J).GE.0.0.AND.QC(J).GE.0.0)THEN
      DGLAST=DGF+QG(J)
      DGF=DGLAST
    END IF
  END DO
  DG=DGF*IDT
C
  DUF=0.0
  DO J=0,86400,IDT
    DULAST=DUF+QU(J)/1000.0
    DUF=DULAST
  END DO
  DU=DUF*IDT
C
  SCOP=DE/DS
  COPM=DE/DG
  NTHM=DU/DS
C
  XEF=0.0
  DO J=0,86400,IDT
    IF(COP(J).GE.0.0.AND.QE(J).GE.0.0.AND.QC(J).GE.0.0)THEN
      XELAST=XEF+EE(J)
      XEF=XELAST
    END IF
  END DO
  XE=XEF*IDT
C
  XGF=0.0
  DO J=0,86400,IDT
    IF(COP(J).GE.0.0.AND.QE(J).GE.0.0.AND.QC(J).GE.0.0)THEN
      XGLAST=XGF+EG(J)
      XGF=XGLAST
    END IF
  END DO
  XG=XGF*IDT

```

```

C
  XSF=0.0
  DO J=0,86400,1DT
    XSLAST=XSF+ES(J)
    XSF=XSLAST
  END DO
  XS=XSF*1DT
C
  NEXSYS=XE/XS
  NEXCH=XE/XG
C
C Print the results
C
  WRITE(5,700)IDAY
700  FORMAT(I2)
  WRITE(5,*)
  DO J=0,86400,1DT
    WRITE(5,105)J,TS1(J),TS2(J),TS3(J),TS4(J),TS5(J)
105  FORMAT(1X,I7,3X,F6.2,3X,F6.2,3X,F6.2,3X,F6.2,3X,F6.2)
    WRITE(6,106)J,QU(J),NTH(J),TCIN(J),TCOUT(J)
106  FORMAT(I7,3X,F9.2,3X,F6.3,3X,F6.3,3X,F7.3)
    WRITE(7,107)J,TL1(J),TL2(J)
107  FORMAT(1X,I7,3X,F6.2,3X,F6.2)
C
C Results for Chiller
  I=1
  WRITE(1,102)J,TGNEW(J),I,T(J,I),P(J,I),H(J,I),XX(J,I)
  I=9
  WRITE(1,101)12,T(J,I),P(J,I),H(J,I),XX(J,I)
  DO I=2,4
    WRITE(1,101)I,T(J,I),P(J,I),H(J,I),XX(J,I)
  END DO
  I=10
  WRITE(1,101)45,T(J,I),P(J,I),H(J,I),XX(J,I)
  DO I=5,8
    WRITE(1,101)I,T(J,I),P(J,I),H(J,I),XX(J,I)
  END DO
  WRITE(1,*)
101  FORMAT(14X,I5,3X,F7.3,3X,F7.3,3X,F8.3,3X,F7.2)
102  FORMAT(I7,1X,F6.2,1X,I4,3X,F7.3,3X,F7.3,3X,F8.3,3X,F7.2)
C
  WRITE(2,103)J,TGNEW(J),COP(J),QG(J),QE(J),QA(J),QC(J)
103  FORMAT(I7,2X,F7.3,3X,F6.3,4X,F6.2,4X,F6.2,4X,F6.2,4X,F7.2,4X,F7.2)
  WRITE(3,104)J,TGNEW(J),MW(J),MS(J),MR(J)
104  FORMAT(I7,2X,F7.3,3X,F6.3,4X,F6.3,4X,F6.3)
  WRITE(9,109)J,PC(J),PE(J)
109  FORMAT(I7,3X,F6.3,3X,F6.3)
  WRITE(11,211)J,EE(J),EG(J),ES(J)
211  FORMAT(I7,3X,F6.2,3X,F6.2,3X,F6.2)
  END DO
  WRITE(2,*)
  WRITE(3,*)
  WRITE(5,*)
  WRITE(6,*)
  WRITE(7,*)
  WRITE(9,*)
  WRITE(11,*)
C

```

```
WRITE(10,210)DE,DS,DG,SCOP,COPM,NTHM
210 FORMAT(F11.2,3X,F12.2,3X,F11.2,3X,F6.3,3X,F6.3,3X,F6.3)
C
WRITE(12,212)AC,XE,XG,XS,NEXSYS,NEXCH
212 FORMAT(F6.1,3X,F11.2,3X,F12.2,3X,F11.2,6X,F6.4,4X,F6.4)
C
WRITE(13,214)V,AC,DE,SCOP,NEXSYS,NEXCH
214 FORMAT(F5.1,3X,F6.1,3X,F11.2,3X,F6.3,6X,F6.4,4X,F6.4)
C
WRITE(14,215)V,AC,TIME,NTHM
215 FORMAT(F5.1,3X,F6.1,3X,F10.2,3X,F6.3)
C
END DO
C
WRITE(10,*)
WRITE(12,*)
WRITE(13,*)
WRITE(14,*)
C
CLOSE(1)      CLOSE(2)      CLOSE(3)      CLOSE(4)      CLOSE(5)
CLOSE(6)      CLOSE(7)      CLOSE(8)      CLOSE(9)      CLOSE(10)
CLOSE(11)     CLOSE(12)     CLOSE(13)     CLOSE(14)
C
STOP
END
```