



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΕΤΗΣΙΑ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ, ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΚΑΙ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΗΛΙΑΚΑ
ΟΔΗΓΟΥΜΕΝΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΜΕ
ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟ ΖΕΥΓΟΣ ΑΜΜΩΝΙΑ-ΝΕΡΟ**

Χατζόβουλος Ίων

Επιβλέπων Καθηγητής : Χρήστος Τζιβανίδης (Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.)

ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΛΙΟΣ 2021

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Με την ολοκλήρωση της παρούσας εργασίας θα ήθελα πρωτίστως να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα μου, Επίκουρο Καθηγητή Χρήστο Τζιβανίδη, η συμβολή του οποίου ήταν άκρως καθοριστική για τη διεκπεραίωση της διπλωματικής μου εργασίας. Ιδιαίτερες ευχαριστίες θα ήθελα επίσης να εκφράσω στον Δρ. Ε. Μπέλλο για τη συνεχή καθοδήγηση και την αμεσότητα με την οποία ανταποκρίθηκε σε όλες τις δυσκολίες που αντιμετώπισα.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για τη διαρκή στήριξη και συμπαράσταση καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου αλλά και γενικότερα σε ολόκληρη τη σταδιοδρομία της ζωής μου.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ	vi
ABSTRACT	vii
ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ	viii
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή	1
1.1 Η ενεργειακή κατάσταση σήμερα.....	1
1.2 Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ).....	3
1.3 Ηλιακη ενέργεια και ηλιακοί συλλέκτες.....	7
1.4 Είδη ηλιακών συλλεκτών.....	10
1.4.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (Flat Plate Collector-FPC).....	10
1.4.2 Συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες.....	11
1.5 Ιστορική εξέλιξη και η αγορά συλλεκτών PTC σήμερα.....	17
1.6 Βασικά τμήματα του παραβολικού συλλέκτη.....	20
Βιβλιογραφία 1 ^{ου} Κεφαλαίου.....	22
Κεφάλαιο 2: Ψύξη	24
2.1 Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού.....	24
2.2 Ψυκτικά μέσα.....	27
2.3 Ψυκτικές διατάξεις απορρόφησης.....	28
2.4 Σύγκριση μεθόδων στις ψυκτικές διατάξεις απορρόφησης.....	29
Βιβλιογραφία 2 ^{ου} Κεφαλαίου.....	30
Κεφάλαιο 3: Εξεταζόμενο σύστημα	31
3.1 Βιβλιογραφική ανασκόπηση.....	31
3.2 Περιγραφή εξεταζόμενου συστήματος.....	31
3.3 Μαθηματικό μοντέλο.....	33
3.3.1 Μετεωρολογικά δεδομένα.....	33
3.3.2 Σύστημα ηλιακού συλλέκτη PTC.....	35
3.3.3 Μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης.....	36
3.3.4 Μοντελοποίηση ψύκτη απορρόφησης.....	37
3.3.5 Ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση.....	38
3.3.6 Οικονομική ανάλυση.....	39
3.3.7 Ακολουθούμενη μεθοδολογία.....	40
3.3.8 Επικύρωση των αποτελεσμάτων.....	42
Βιβλιογραφία 3 ^{ου} Κεφαλαίου.....	43
Κεφάλαιο 4: Παρουσίαση αποτελεσμάτων	45
4.1 Γενικά περί αποτελεσμάτων.....	45

4.2 Θερμοδυναμική ανάλυση.....	45
4.3 Ετήσια ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση.....	83
4.4 Οικονομική ανάλυση.....	93
Κεφάλαιο 5: Συμπεράσματα	97

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας αποτελεί η ετήσια ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση ενός ηλιακού συστήματος ψύξης σε συνδιασμό με συγκεντρωτικό παραβολικό συλλέκτη τύπου PTC. Η ψύξη επιτυγχάνεται μέσω ενός μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης χρησιμοποιώντας NH_3 /νερό ως εργαζόμενο ζεύγος σε ένα εύρος θερμοκρασιών από -35°C έως και 5°C . Η ανάλυση πραγματοποιείται για τις κλιματικές συνθήκες της Αθήνας. Η ανάπτυξη του θερμοδυναμικού μοντέλου υλοποιήθηκε με τη χρήση του Engineering Equation Solver (EES), ενώ το δυναμικό μοντέλο για την καθημερινή, μηνιαία και ετήσια αξιολόγηση του συστήματος αναπτύσσεται στη γλώσσα προγραμματισμού της Matlab. Η εγκυρότητα του αναπτυσσόμενου μοντέλου επικυρώνεται με αριθμητικά αποτελέσματα από σχετική βιβλιογραφία. Σύμφωνα με τα τελικά αποτελέσματα, υπάρχει μία βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας που μεγιστοποιεί την απόδοση του συστήματος και εξαρτάται από τις συνθήκες λειτουργίας. Για την περίπτωση με συνθήκες λειτουργίας $T_c=40^\circ\text{C}$ and $T_e=-20^\circ\text{C}$, η βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας ισούται περίπου με 160°C ενώ ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος SCOP και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυτού $\eta_{\text{ex,system}}$ ισούνται με 0.255 και 4.86% αντίστοιχα. Επιπλέον, η απλή περίοδος αποπληρωμής ανέρχεται στα 10 χρόνια. Τα αποτελέσματα αυτά αντιστοιχούν για επιφάνεια ηλιακού συλλέκτη ίση με 140 m^2 και όγκο δεξαμενής αποθήκευσης 2 m^3 . Τέλος, αξίζει να αναφερθεί ότι η λεπτομερής ανάλυση της παρούσας εργασίας μπορεί να αποτελέσει παράδειγμα για το σωστό σχεδιασμό και για την έγκυρη αξιολόγηση της βιωσιμότητας ενός ηλιακού συστήματος ψύξης.

ABSTRACT

The objective of this work is the investigation of a solar-driven refrigeration system with parabolic trough solar collectors. The refrigerator is an absorption chiller that operates with ammonia-water (NH_3/water) working pair for producing refrigeration in the temperature range from -35°C up to 5°C . The system is studied energetically, exergetically and financially. The yearly analysis is performed for the climate conditions of Athens in Greece. The thermodynamic model is developed in Engineering Equation Solver (EES) and it is validated with numerical results by the literature. The dynamic model for the daily, monthly and yearly evaluation of the system is developed in the programming language Matlab. According to the final results, there is an optimum generator temperature that maximizes the system performance and it is depended on the operating conditions. For the case with refrigeration production at -20°C and heat rejection at 40°C , the system coefficient of performance is found to be 0.255 on a yearly basis, the respective exergy efficiency 4.86% and the simple payback period of the investment is close to 10 years. These results correspond to a system with a 140 m^2 collecting area and a storage tank volume of 2 m^3 . Lastly, it has to be stated that the results of this work can be used for the proper design of a solar cooling system and for evaluating its viability by different points of view.

ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

A_{col}	Επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών, m^2
A_T	Εξωτερική επιφάνεια δεξαμενής αποθήκευσης, m^2
C_0	Αρχικό κόστος επένδυσης, €
CF	Ετήσια ροή χρημάτων, €
c_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα, $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
COP	Συντελεστής συμπεριφοράς
COP_{eq}	Ισοδύναμος συντελεστής συμπεριφοράς του μηχανικού συμπιεστή ψύξης
E_{ref}	Ετήσια παραγωγή ψύξης, kWh
G_b	Άμεση ηλιακή ακτινοβολία, $W\ m^{-2}$
h	Ειδική ενθαλπία, $kJ\ kg^{-1}$
IRR	Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης, %
K	Συντελεστής διόρθωσης
K_{ch}	Ειδικό κόστος απορροφητή, $€\ kW_{ref}^{-1}$
K_{col}	Ειδικό κόστος ηλιακού συλλέκτη, $€\ m^{-2}$
K_{el}	Κόστος ηλεκτρικής ενέργειας, $€\ kWh_{el}^{-1}$
K_{ref}	Κόστος ψύξης, $€\ kWh_{ref}^{-1}$
K_{tank}	Ειδικό κόστος δεξαμενής αποθήκευσης, $€\ m^{-3}$
m	Παροχή μάζας, $kg\ s^{-1}$
N	Διάρκεια ζωής της επένδυσης, years
NPV	Καθαρή παρούσα αξία, €
$O\&M$	Ετήσιο κόστος λειτουργίας και συντήρησης, €
PP	Περίοδος αποπληρωμής, years
Q	Ροή θερμότητας, kW
r	Προεξοφλητικό επιτόκιο, %
R	Ισοδύναμη διάρκεια ζωής της επένδυσης, years
$SCOP$	Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος
SPP	Απλή περίοδος αποπληρωμής, years
T	Θερμοκρασία, °C
T_{sun}	Θερμοκρασία ήλιου, K
U_T	Συντελεστής θερμικών απωλειών της δεξαμενής αποθήκευσης, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
V	Όγκος δεξαμενής αποθήκευσης, m^3
W_p	Έργο αντλίας, kW
X	Συγκέντρωση μάζας αμμωνίας, %

Ελληνικά σύμβολα

ΔT_{min}	Ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στη γεννήτρια, K
η_{ex}	Εξεργειακή απόδοση του συστήματος
η_{hex}	Βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας
$\eta_{th,col}$	Θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη
θ	Ηλιακή γωνία πρόσπτωσης, °
ρ	Πυκνότητα, $kg\ m^{-3}$

Δείκτες και εκθέτες

a	Απορροφητής
am	Περιβάλλον
c	Συμπυκνωτής

ch	Ψύκτης
col	Ηλιακός συλλέκτης
col,in	Είσοδος ηλιακού συλλέκτη
col,out	Έξοδος ηλιακού συλλέκτη
e	Ατμοποιητής
g	Γεννήτρια
g,opt	Βέλτιστη γεννήτρια
in	Είσοδος
loss	Θερμικές απώλειες στη δεξαμενή αποθήκευσης
max	Μέγιστο
opt	Βέλτιστο
out	Έξοδος
s	Ροή θερμότητας στη γεννήτρια
s,in	Ροή θερμότητας στην είσοδο της γεννήτριας
s,out	Ροή θερμότητας στην έξοδο της γεννήτριας
sol	Ηλιακή
st	Δεξαμενή αποθήκευσης
str	Ισχυρό διάλυμα
r	Ψυκτικό μέσο
ref	Ψύξη
u	Ωφέλιμο
w	Ασθενές διάλυμα
0	Αναφοράς

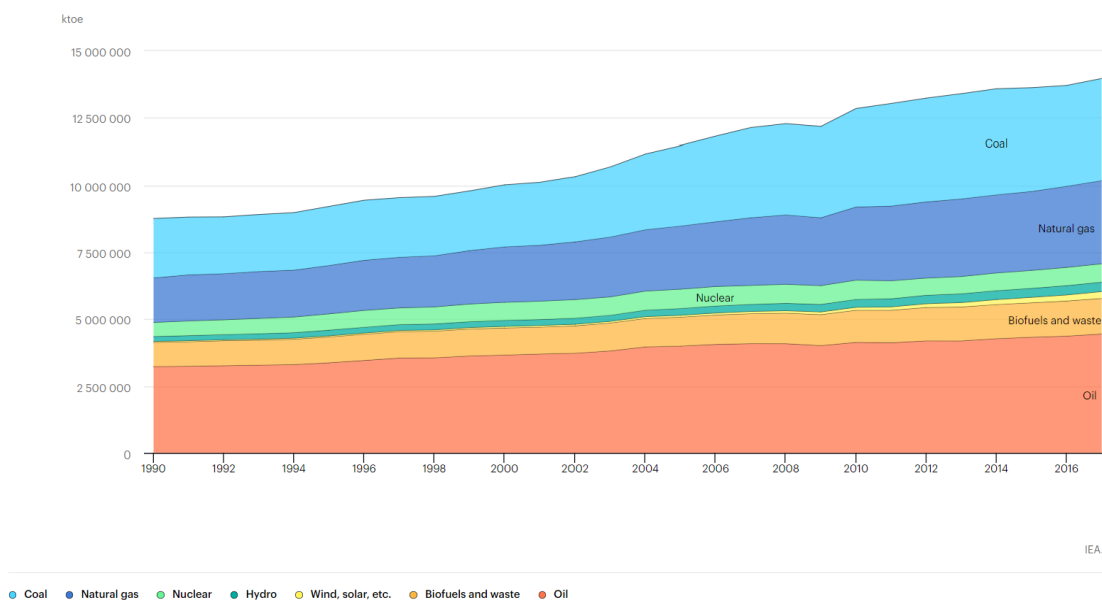
Συνομογραφίες

EES	Engineering Equation Solver
LFR	Γραμμικός συλλέκτης Fresnel
PTC	Παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

1.1 Η ενεργειακή κατάσταση σήμερα

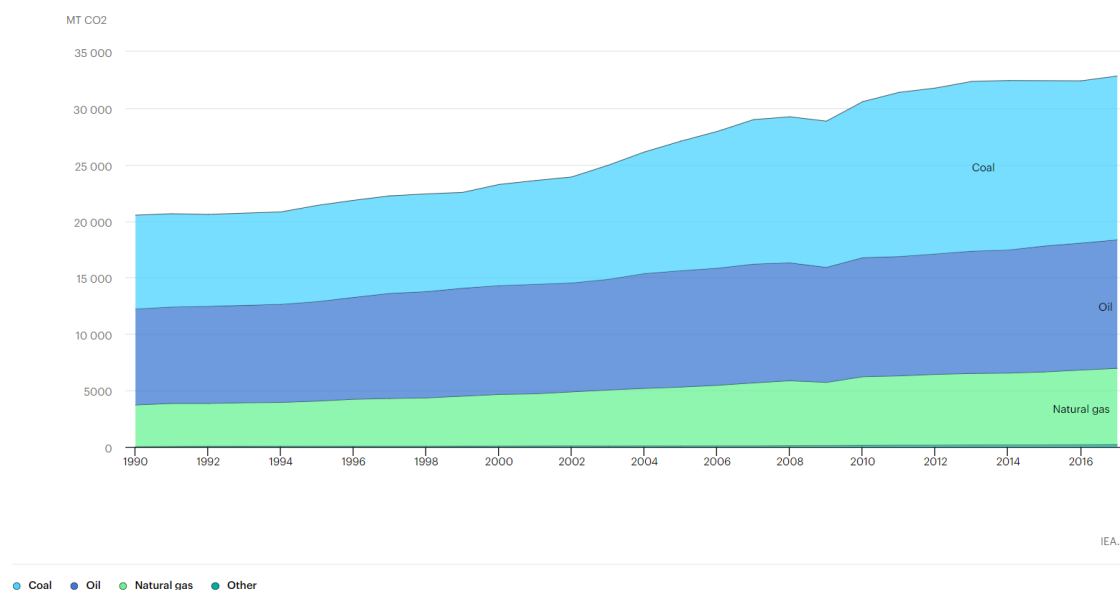
Σύμφωνα με τον Διεθνή Ενεργειακό Οργανισμό (International Energy Agency), τα αποθέματα ενέργειας βρίσκονται σε κρίσιμη κατάσταση όσον αφορά τον οικονομικό, περιβαλλοντικό αλλά και κοινωνικό τομέα [1.1]. Ο υπερπληθυσμός, η υπερκατανάλωση και κατά επέκταση ο τρόπος ζωής πάνω στον οποίο έχουν δομηθεί οι σύγχρονες κοινωνίες, έχουν οδηγήσει στη ραγδαία αύξηση της ενεργειακής ζήτησης. Η σημασία της ενέργειας στην οικονομική ανάπτυξη αναγνωρίζεται παγκοσμίως και καθιστά τα διαθέσιμα ενεργειακά αποθέματα ως σημαντικό δείκτη του βιοτικού επιπέδου κάθε χώρας. Είναι γεγονός, ότι οι έννοιες ανάπτυξη και ζήτηση ενέργειας τείνουν να γίνουν ταυτόσημες. Παρακάτω παρατίθεται ενδεικτικό διάγραμμα της παγκόσμιας ενεργειακής κατανάλωσης τα τελευταία 27 έτη, καθώς και τις μορφές ενέργειας που παρέχουν την αντίστοιχη καταναλισκόμενη ενέργεια.



Εικόνα 1.1 Παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση (1990-2017) [1.2]

Γίνεται πλέον εμφανές πως υπάρχει μια ανοδική τάση στη χρήση του φυσικού αερίου, το οποίο σε σύγκριση με τα συμβατικά καύσιμα (λιγνίτης, πετρέλαιο) θεωρείται πιο καθαρό, καθώς επίσης παρατηρείται μια στροφή προς τη χρήση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ηλιακή, αιολική, γεωθερμική, υδροηλεκτρική, κλπ) με το πέρασμα των χρόνων. Το βασικότερο αίτιο για την αυξητική αυτή τάση προς τις εναλλακτικές πηγές ενέργειας αποτελούν τα περιβαλλοντικά προβλήματα που προέρχονται από τις εκπομπές ρύπων (NO_x , SO_2 , CO_2 , CO). Μέχρι πρόσφατα τα ορυκτά καύσιμα αποτελούσαν παγκοσμίως την κύρια πηγή ενέργειας για τις μεταφορές, τη βιομηχανία, την ηλεκτροπαραγωγή, τη θέρμανση και γενικότερα την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών της ανθρωπότητας. Πιο συγκεκριμένα, το 70% της ηλεκτρικής ενέργειας παράγεται σήμερα με τη χρήση λιγνίτη, πετρελαίου και φυσικού αερίου, ενώ το 41% των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα προέρχεται από την παραγωγή ηλεκτρισμού, με τα ίδια νούμερα να αναμένεται να αυξηθούν δραματικά στο άμεσο μέλλον [1.3]. Το γεγονός αυτό, ευθύνεται για τα περισσότερα σοβαρά περιβαλλοντικά προβλήματα του πλανήτη μας, καθώς η ατμοσφαιρική ρύπανση που προκαλείται από τις εκπομπές των προϊόντων της καύσης των ορυκτών καυσίμων επιδεινώνουν το φαινόμενο

του θερμοκηπίου, την όξινη βροχή και την τρύπα του όζοντος κατά κύριο λόγο [1.4]. Συνεπώς, κρίνεται πλέον αναγκαίο να ληφθούν άμεσα και αποτελεσματικά μέτρα για την εξομάλυνση της όλης κατάστασης, καθώς η κλιματική αλλαγή που έχει προέλθει από την αλόγιστη χρήση των ορυκτών καυσίμων επιδρά αρνητικά στην καθημερινότητα και την υγεία των ανθρώπων. Ο πιο αποδοτικός τρόπος αντιμετώπισης και αποφυγής δυσμενέστερων μελλοντικών καταστάσεων αποτελεί η αντικατάσταση μέρους της παραχθείσας ενέργειας από τα ορυκτά καύσιμα με άλλες μη ρυπογόνους μεθόδους. Για την χαρακτηριστική ένδειξη του προβλήματος παρατίθεται το κάτωθι διάγραμμα που απεικονίζει τις ετήσιες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα ανάλογα με την πηγή εκπομπή τους.



Εικόνα 1.2 Ετήσιες εκπομπές CO₂ (1990-2017) [1.2]

Η σημαντική αυτή αύξηση των ετήσιων εκπομπών αποτέλεσε έναυσμα για την κινητοποίηση της παγκόσμιας κοινότητας θέτοντας ετήσια εθνικά όρια εκπομπής ρυπογόνων ουσιών στοχεύοντας τον περιορισμό του προβλήματος. Σύμφωνα με την τελευταία οδηγία 2001/81/ΕΚ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου που έθετε ανώτατα όρια για τις συνολικές ετήσιες εκπομπές των κρατών-μελών από το 2010 και έπειτα είχε ως αποτέλεσμα τη σημαντική μείωση των ρυπογόνων ουσιών. Αναλυτικότερα, επήλθε μείωση μεταξύ των ετών 1990-2010 των εκπομπών του διοξειδίου του θείου (SO₂) κατά 82%, των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου (NO_x) κατά 47% των εκπομπών των πτητικών οργανικών ενώσεων (VOC) εκτός του μεθανίου κατά 56% και των εκπομπών αμμωνίας (NH₃) κατά 28% [1.5]. Επιπροσθέτως, η οδηγία που ψηφίστηκε από τα αρμόδια όργανα της Ευρωπαϊκής Ένωσης μέσω της ντιρεκτίβας 2009/28/ΕΤ [1.6] προέβλεπε όλα τα κράτη-μέλη της να έχουν την υποχρέωση έως το 2020 να μειώσουν κατά 20% την κατανάλωση ενέργειας και η συνολική καταναλισκόμενη ενέργεια να προέρχεται από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας [1.7-1.8]. Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να αναφερθεί, ότι το Μάρτιο του 2013 ψηφίστηκε από το Ευρωπαϊκό Κοινοβούλιο η μείωση της ενέργειας που καταναλώνουν τα κτήρια κατά 80% αυτής που καταναλώναν το 2010, έως το 2050 [1.6]. Η απόφαση αυτή ήταν υψίστης σημασίας αν αναλογιστεί κανείς ότι τα κτήρια καταναλώνουν περίπου το 26% της παγκόσμιας ενέργειας [1.9].

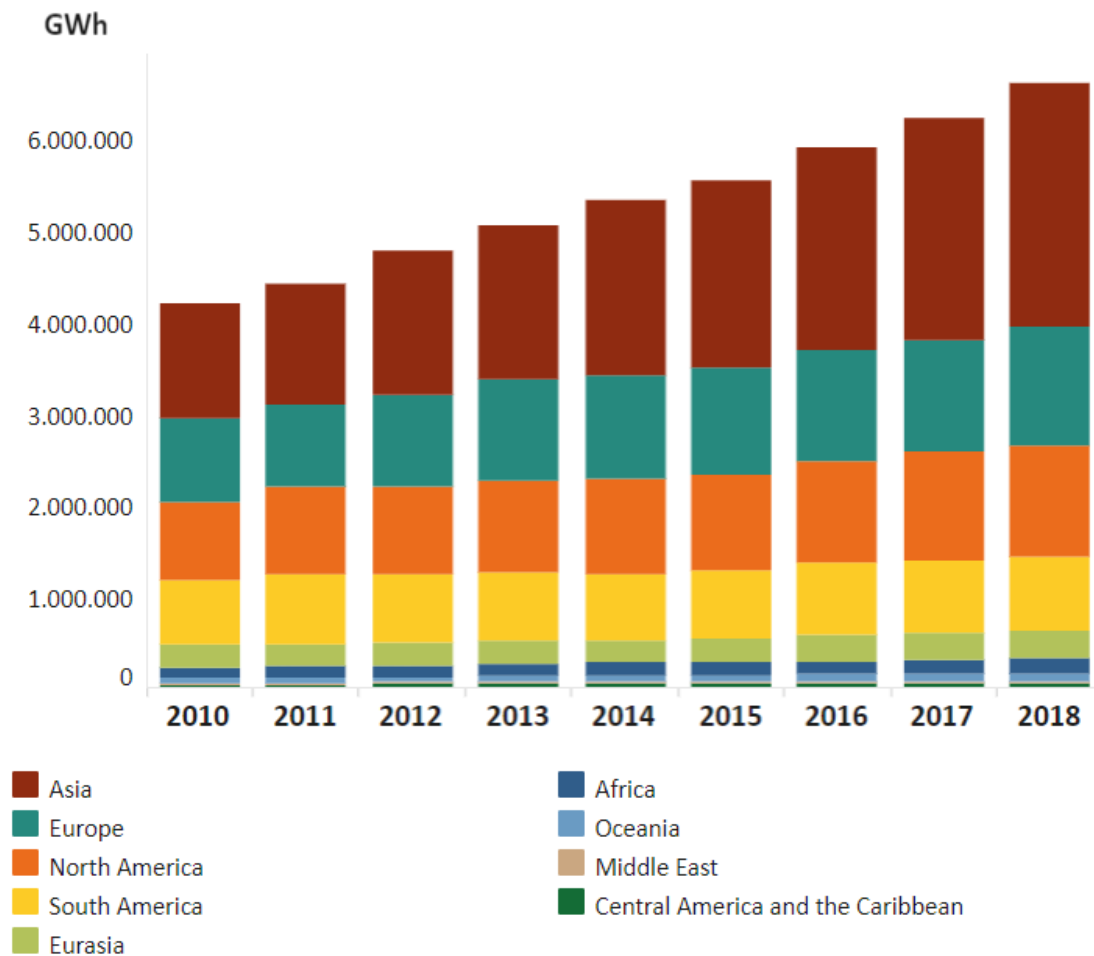
1.2 Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ)

Οι Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ) μπορούν να έχουν σημαντική συμβολή στην προσπάθεια μείωσης των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου, καθώς είναι οι μόνες πηγές ενέργειας που δεν επιβαρύνουν το περιβάλλον με εκπομπές CO₂. Πέρα όμως από τα στενά πλαίσια αντιμετώπισης του φαινομένου του θερμοκηπίου, τα χαρακτηριστικά των ΑΠΕ τις καθιστούν συστατικό στοιχείο μιας νέας αναπτυξιακής πολιτικής και μοναδική μακροπρόθεσμη απάντηση στην πορεία προς την βιώσιμη ανάπτυξη. Τα οφέλη που προκύπτουν από την εκμετάλλευση των ΑΠΕ δεν είναι μόνο περιβαλλοντικής φύσης. Η αξιοποίηση αυτών των ενδογενών ενεργειακών πόρων μπορεί να επιφέρει επίσης σημαντικές θετικές κοινωνικές και οικονομικές επιπτώσεις στην περιφερειακή και την τοπική ανάπτυξη. Παρά το γεγονός ότι απαιτείται ένα σημαντικό κεφάλαιο για την αρχική τους εγκατάσταση και εξοπλισμό, το λειτουργικό τους κόστος είναι αμελητέο και τα αποτελέσματά τους ιδιαίτερα σημαντικά [1.10].

Τα κυριότερα πλεονεκτήματα των ΑΠΕ είναι τα εξής:

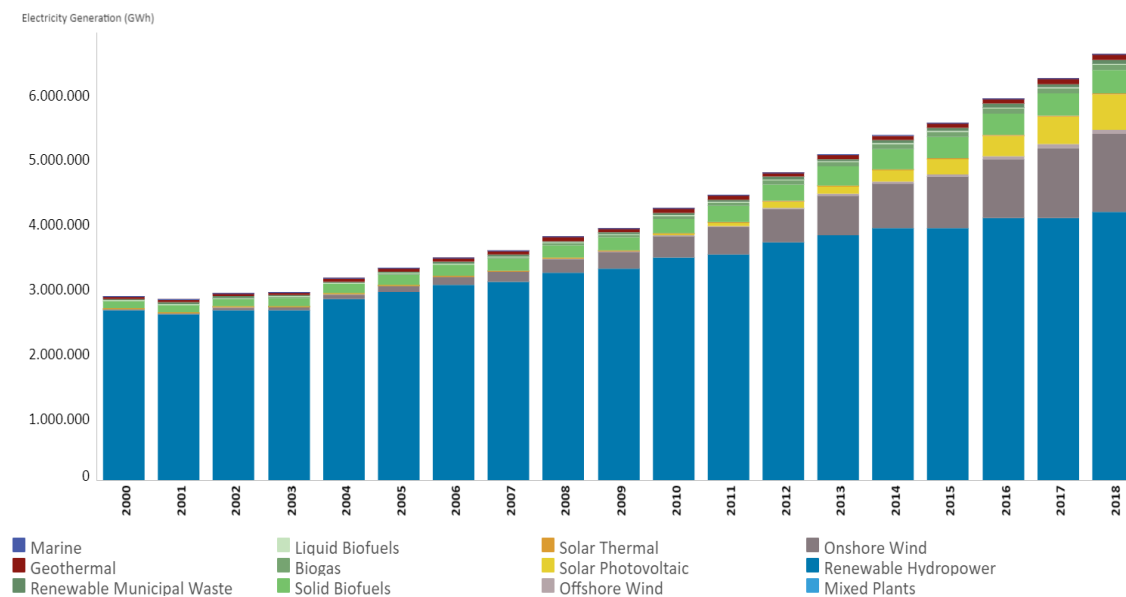
- Είναι πρακτικά ανεξάντλητες πηγές ενέργειας και συμβάλλουν στη μείωση της εξάρτησης από τους εξαντλήσιμους πόρους (κυρίως ορυκτά καύσιμα).
- Είναι διάσπαρτες γεωγραφικά και οδηγούν στην αποκέντρωση του ενεργειακού συστήματος, παρέχοντας τη δυνατότητα κάλυψης των ενεργειακών αναγκών σε τοπικό και περιφερειακό επίπεδο, ανακουφίζοντας έτσι τα συστήματα υποδομής και μειώνοντας τις απώλειες από τη μεταφορά ενέργειας.
- Έχουν συνήθως χαμηλό λειτουργικό κόστος που δεν επηρεάζεται από τις διακυμάνσεις της διεθνούς οικονομίας και ειδικότερα των τιμών των συμβατικών καυσίμων.
- Οι εγκαταστάσεις εκμετάλλευσης των ΑΠΕ έχουν σχεδιαστεί για να καλύπτουν τις ανάγκες των χρηστών και σε μικρή κλίμακα εφαρμογών ή σε μεγάλη κλίμακα αντίστοιχα, έχουν μικρή διάρκεια κατασκευής επιτρέποντας έτσι τη γρήγορη ανταπόκριση της προσφοράς προς τη ζήτηση ενέργειας.
- Μπορούν να αποτελέσουν σε πολλές περιπτώσεις πυρήνα για την αναζωογόνηση οικονομικά και κοινωνικά υποβαθμισμένων περιοχών και πόλο για την τοπική και περιφερειακή ανάπτυξη, με την προώθηση αναλόγων επενδύσεων (π.χ αιολικά πάρκα, εργοστάσια ενεργειακής αξιοποίησης γεωργικής βιομάζας, θερμοκηπιακές καλλιέργειες με τη χρήση γεωθερμικής ενέργειας).
- Είναι φιλικές προς το περιβάλλον και τον άνθρωπο και η αξιοποίησή τους είναι γενικά αποδεκτή από το κοινό.

Σύμφωνα με τον Διεθνή Οργανισμό Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας (International Renewable Energy Agency – IRENA) παρατηρείται μια σημαντική αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας παγκοσμίως, προερχόμενη από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, της τάξεως του 33% από το 2010 έως το 2018. Η συμβολή της Κίνας στο προαναφερθέν στατιστικό αποτέλεσμα είναι αξιοσημείωτη, καθώς στην περίοδο αυτή πέτυχε να διπλασιάσει την παραγωγή της σε ηλεκτρισμό από τις ΑΠΕ. Έτσι το 2018, το 40.14% της συνολικής ηλεκτρικής ενέργειας από τις ΑΠΕ προέρχεται από την Ασία και πιο συγκεκριμένα από την Κίνα. Παρακάτω επισυνάπτεται ενδεικτικό διάγραμμα της προαναφερθείσας κατάστασης [1.11].



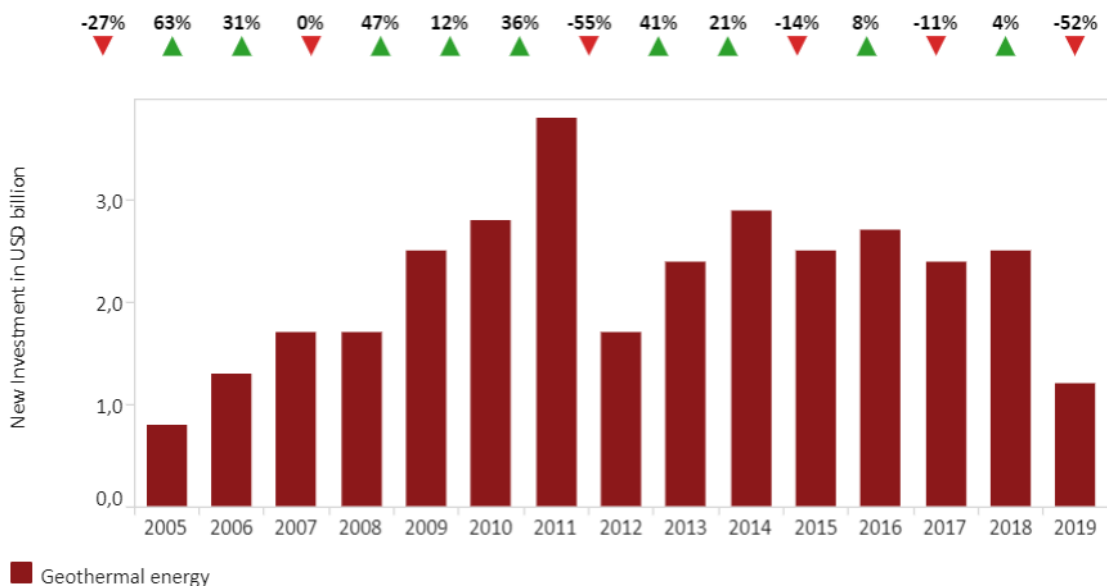
Εικόνα 1.3 Παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ΑΠΕ (2010-2018) [1.11]

Για την καλύτερη εποπτεία της όλης κατάστασης, κρίνεται χρήσιμο η παράθεση ενός διαγράμματος προέλευσης της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας από τις υπάρχουσες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.

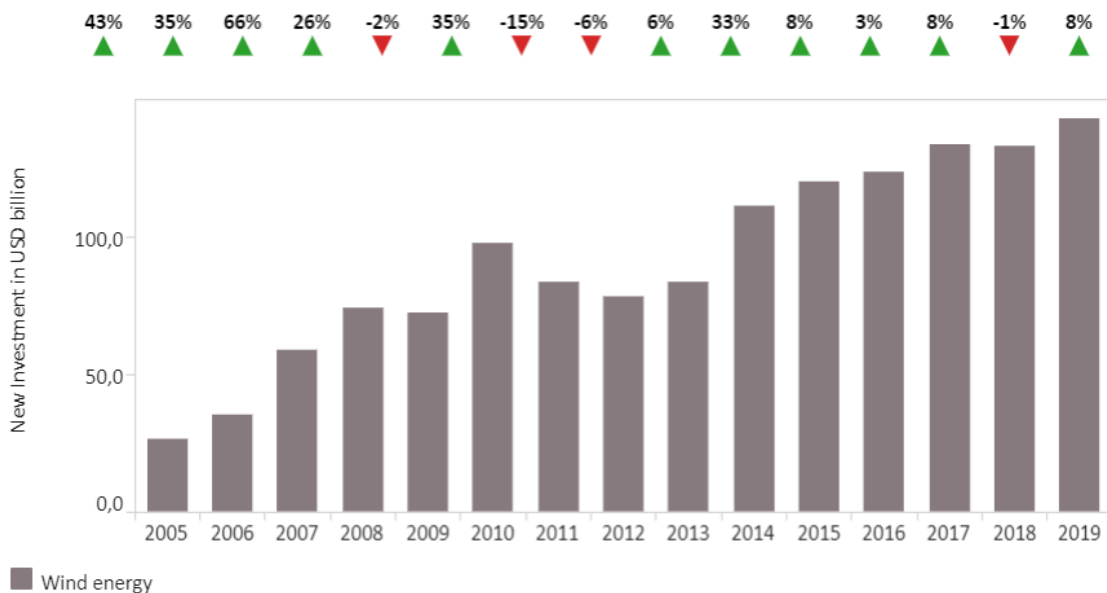


Εικόνα 1.4 Παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ΑΠΕ (2000-2018) [1.12]

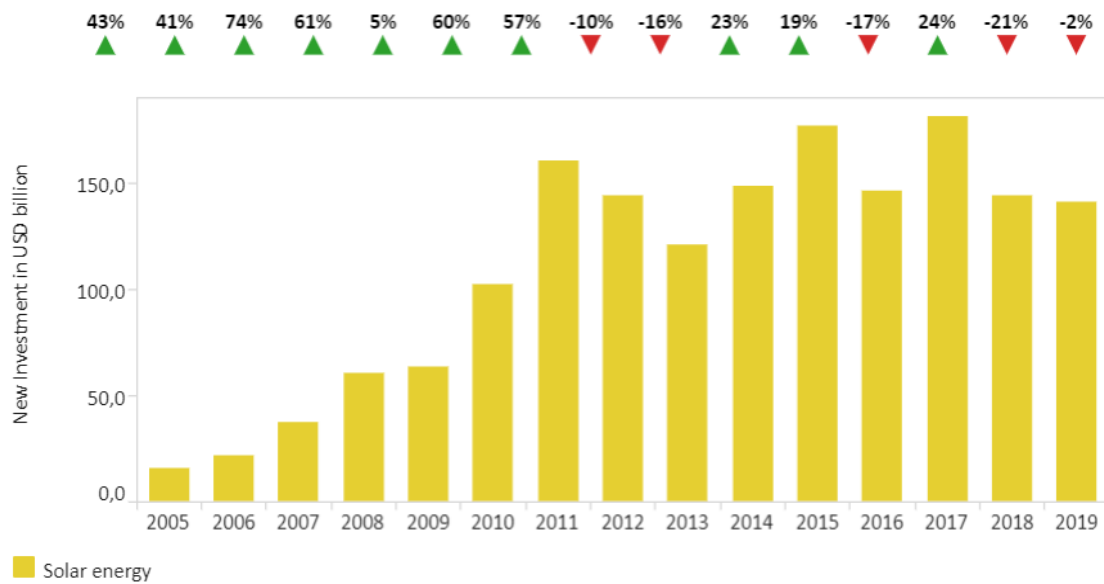
Είναι εμφανές ότι το μεγαλύτερο ποσοστό ενέργειας προέρχεται από την εκμετάλλευση της υδροηλεκτρικής ενέργειας, η οποία με την πάροδο των χρόνων ,στο συγκεκριμένο χρονικό διάστημα, εμφανίζει μια μικρή αλλά σημαντική βελτίωση στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Αντιθέτως, παρατηρείται μια αλματώδης ανάπτυξη στην αξιοποίηση της ηλιακής και αιολικής ενέργειας τα τελευταία χρόνια [1.12]. Στην προσπάθεια ανάδειξης της τάσης των ανθρώπων, την τελευταία κυρίως δεκαετία, στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας κρίνεται απαραίτητο η προσθήκη διαγραμμάτων διακύμανσης των επενδύσεων σε ανάλογα έργα.



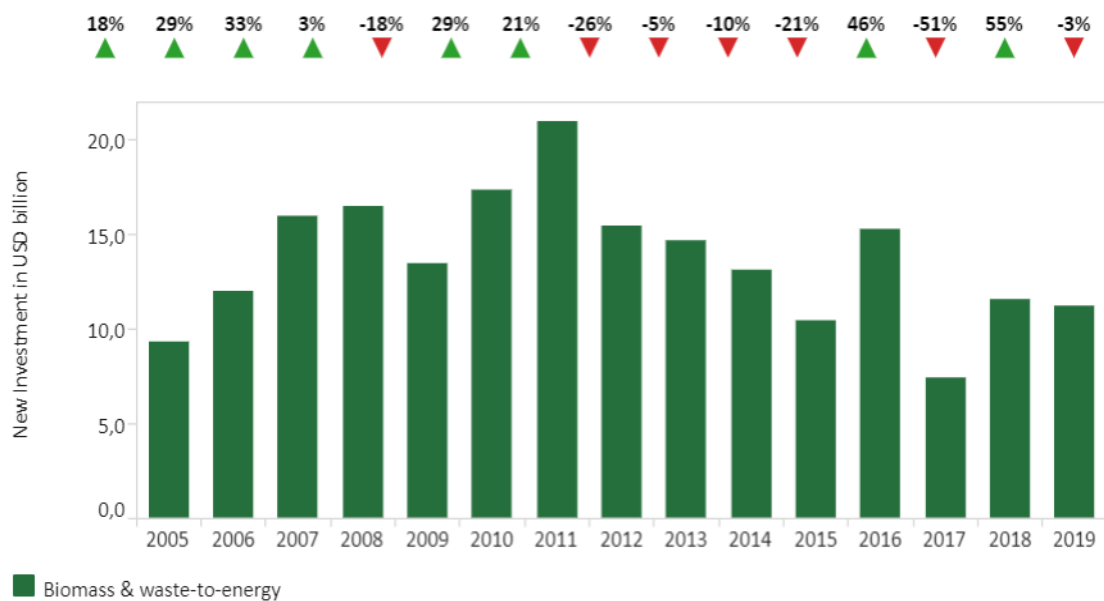
Εικόνα 1.5 Παγκόσμιες επενδύσεις σε έργα γεωθερμικής ενέργειας (2005-2019) [1.13]



Εικόνα 1.6 Παγκόσμιες επενδύσεις σε έργα αιολικής ενέργειας (2005-2019) [1.13]



Εικόνα 1.7 Παγκόσμιες επενδύσεις σε έργα ηλιακής ενέργειας (2005-2019) [1.13]



Εικόνα 1.8 Παγκόσμιες επενδύσεις σε έργα βιομάζας και ενεργειακών αποβλήτων (2005-2019) [1.13]

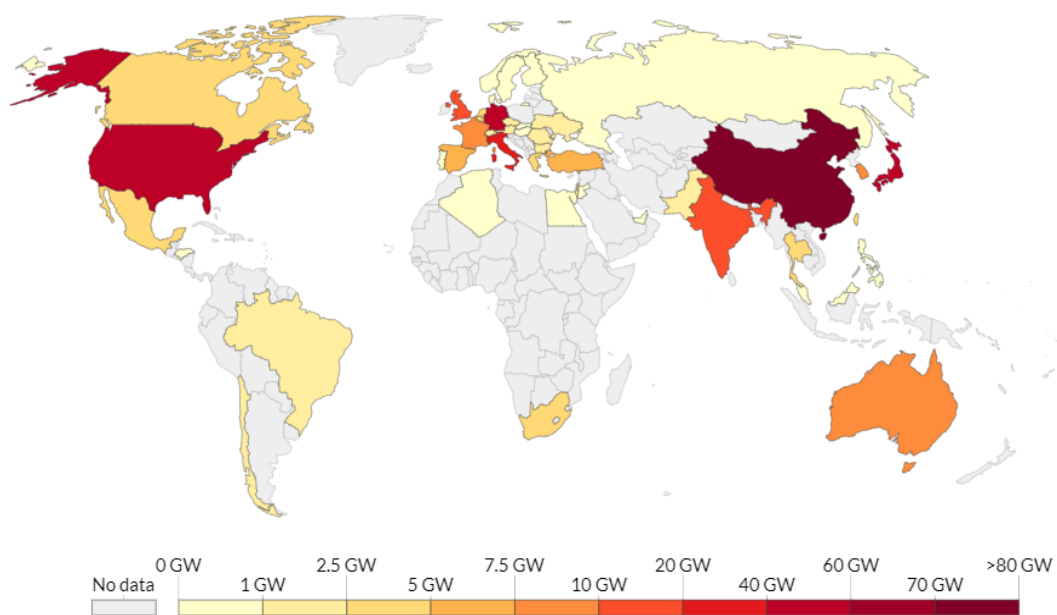
Από τα παραπάνω διαγράμματα, αξιοσημείωτο αποτελεί το γεγονός της ετήσιας ανόδου των επενδύσεων σε έργα εκμετάλλευσης της αιολικής και ηλιακής ενέργειας ύψους και έως 150 δισεκατομμυρίων δολαρίων. Επίσης, παρατηρείται μία μέγιστη τιμή στις επενδύσεις έργων βιομάζας-ενεργειακών αποβλήτων και γεωθερμικής ενέργειας το 2011 ξεπερνώντας τα 20 και 3 δισεκατομμύρια αντίστοιχα.

1.3 Ηλιακή ενέργεια και ηλιακοί συλλέκτες

Η χρήση της ηλιακής ενέργειας αποτελεί έναν αποτελεσματικό τρόπο κάλυψης των ενεργειακών αναγκών των ανθρώπων, επιτυγχάνοντας παράλληλα την μείωση της χρήσης των ορυκτών καυσίμων. Η ηλεκτροπαραγωγή και η κάλυψη των θερμικών αναγκών είναι οι κύριοι τομείς συμβολής της ηλιακής ενέργειας στην ανθρωπότητα. Για την ανάδειξη της διαθεσιμότητας της ηλιακής ακτινοβολίας και κατά επέκταση των υπέρογκων ποσών ενέργειας που μπορούμε να δεσμεύσουμε από τον ήλιο, αξίζει να αναφερθεί ότι στην επιφάνεια της γης προσπίπτει περισσότερη ενέργεια από τις ακτίνες του ήλιου σε μια ώρα από την ετήσια ενέργεια που καταναλώνουν οι άνθρωποι [1.14]. Βέβαια, μεγάλης κλίμακας ενσωμάτωσης της ηλιακής ενέργειας στο ηλεκτρικό δίκτυο παρουσιάζει σημαντικές τεχνικές προκλήσεις, καθώς πρόκειται για μια διαλείπουσα πηγή ενέργειας [1.15]. Η ηλιακή ακτινοβολία μεταβάλλεται με την εποχή του έτους, το γεωγραφικό πλάτος αλλά και την ώρα της ημέρας, καθιστώντας έτσι απαραίτητη την αποθήκευσή της και σε μερικές περιπτώσεις την υποβοήθεια του συστήματος εκμετάλλευσης της ηλιακής ενέργειας, από άλλα εφεδρικά βασιζόμενα σε ορυκτά καύσιμα [1.14-1.15]. Παρόλα αυτά, συνεχίζει να διατηρεί τον ανταγωνιστικό της χαρακτήρα σε σχέση με τα συμβατικά καύσιμα.

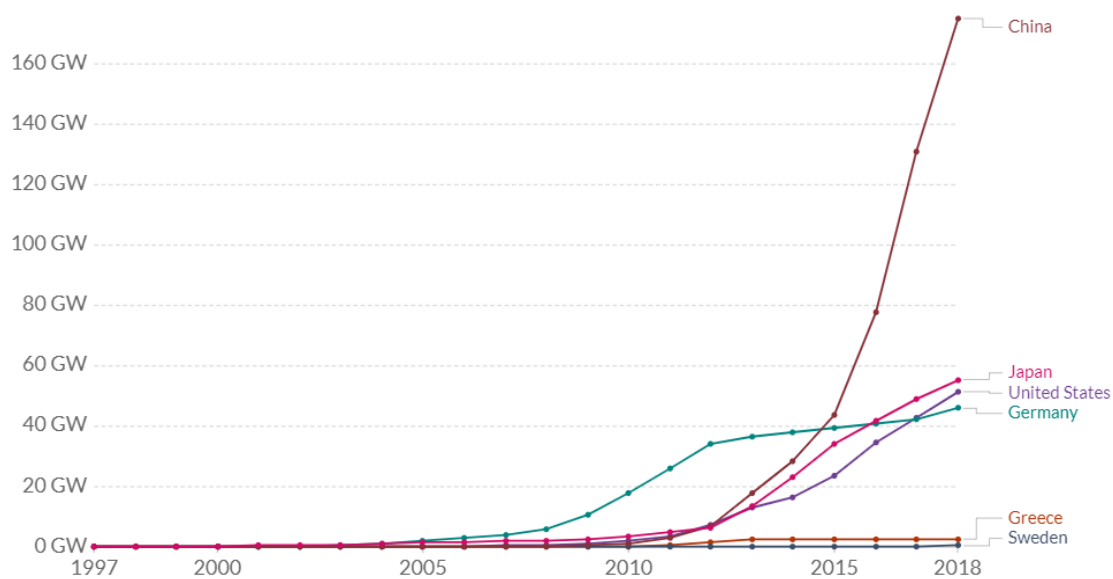
Για την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας χρησιμοποιούνται συσκευές οι οποίες ονομάζονται ηλιακοί συλλέκτες. Πρόκειται ουσιαστικά για εναλλάκτες θερμότητας οι οποίοι δεσμεύουν μέρος της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας και το μεταφέρουν στο εργαζόμενο μέσο (συνήθως νερό, αέρας και σπανιότερα κάποιο θερμικό έλαιο) αυξάνοντας έτσι τη θερμοκρασία του. Η απόδοση τους είναι της τάξεως του 50% και ο κύριος παράγοντας αυτής αποτελεί η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου, καθώς αυτή είναι που διαμορφώνει τη μέση θερμοκρασία του συστήματος που συναλλάσσει θερμότητα με το περιβάλλον. Η διάρκεια ζωής τους ανέρχεται στα 25 έτη, γεγονός που τους καθιστά ανταγωνιστική και βιώσιμη τεχνολογική επιλογή [1.16].

Τα παρακάτω διαγράμματα και εικόνες λειτουργούν επικουρικά για την καλύτερη εποπτεία της κατάστασης παγκοσμίως, όσον αφορά την εγκατεστημένη ηλιακή ισχύ. Γίνεται αντιληπτό ότι η Κίνα, οι Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής, η Γερμανία καθώς και η Ιαπωνία διαθέτουν πλέον την μεγαλύτερη εγκατεστημένη ηλιακή ισχύ με τις ίδιες να σημειώνουν σημαντική αύξηση της εγκατεστημένης ισχύς τους μετά το 2010. Επίσης, αξιοσημείωτη είναι και η ποσοστιαία συμβολή στην ηλεκτροπαραγωγή των ηλιακών συστημάτων στην Ελλάδα, με τα ίδια να καλύπτουν το 2018 το 7% της συνολικής παραγωγής. Επιπροσθέτως, επαληθεύεται η σημασία της γεωγραφικής θέσης κάθε χώρας στην αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας, παρατηρώντας τα αποτελέσματα της Σουηδίας, μιας ανδιαφισβήτητα ανεπτυγμένης χώρας [1.17].



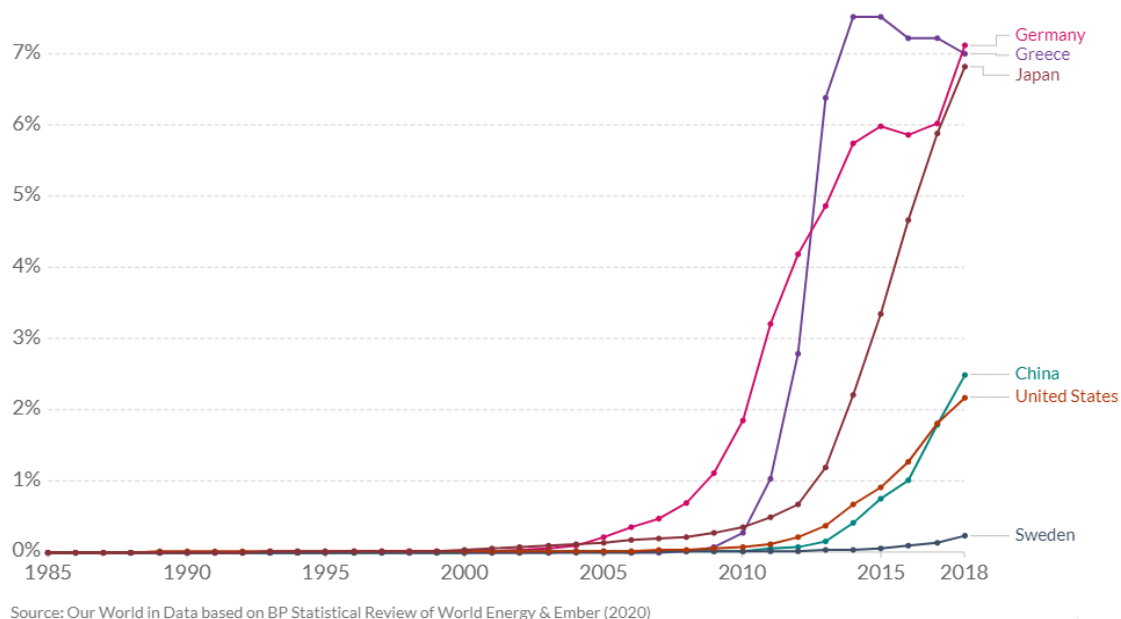
Source: BP Statistical Review of Global Energy (2019)

Εικόνα 1.9 Εγκατεστημένη ηλιακή ισχύς το 2018 [1.17]



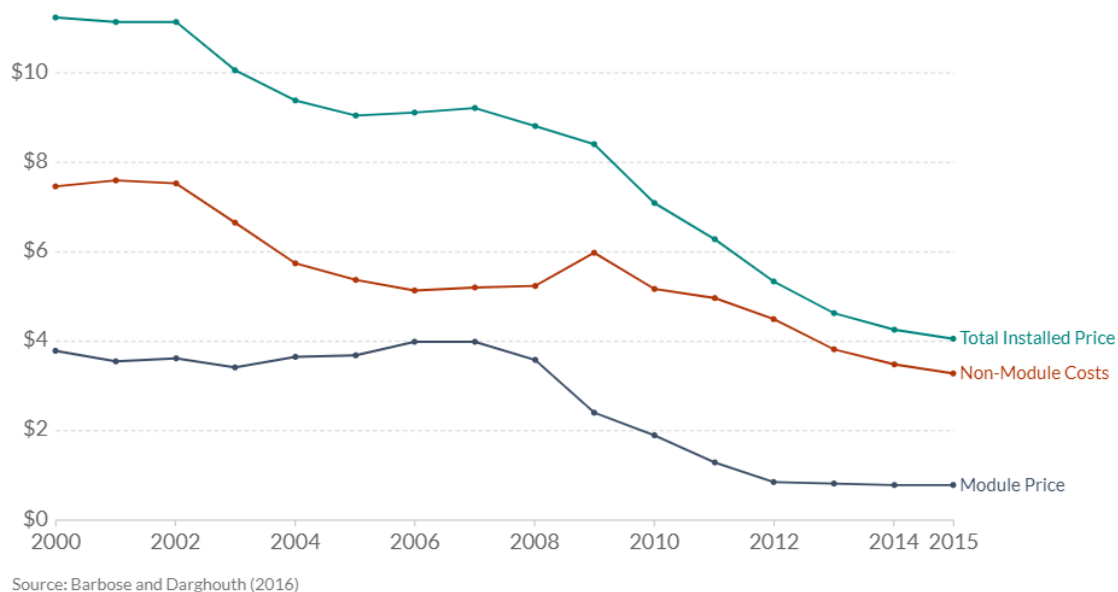
Source: BP Statistical Review of Global Energy (2019)

Εικόνα 1.10 Εγκατεστημένη ηλιακή ισχύς (1997-2018) [1.17]



Εικόνα 1.11 Ποσοστιαίο μερίδιο της ηλιακής ενέργειας στην ηλεκτροπαραγωγή (1985-2018) [1.17]

Στο επόμενο διάγραμμα που ακολουθεί, απεικονίζεται η φθίνουσα πορεία του μέσου κόστους των φωτοβολταϊκών στις Ηνωμένες Πολιτείες, όπου στο μη λειτουργικό κόστος (non-module) συμπεριλαμβάνονται τα κόστη για τους μετατροπείς, για τον σχεδιασμό του συστήματος, την εργασία εγκατάστασης, τις απαραίτητες άδειες και τον υπόλοιπο εξοπλισμό και υπηρεσίες που χρησιμοποιήθηκαν.



Εικόνα 1.12 Μέσο κόστος φωτοβολταϊκών στις Η.Π.Α (2000-2015) [1.17]

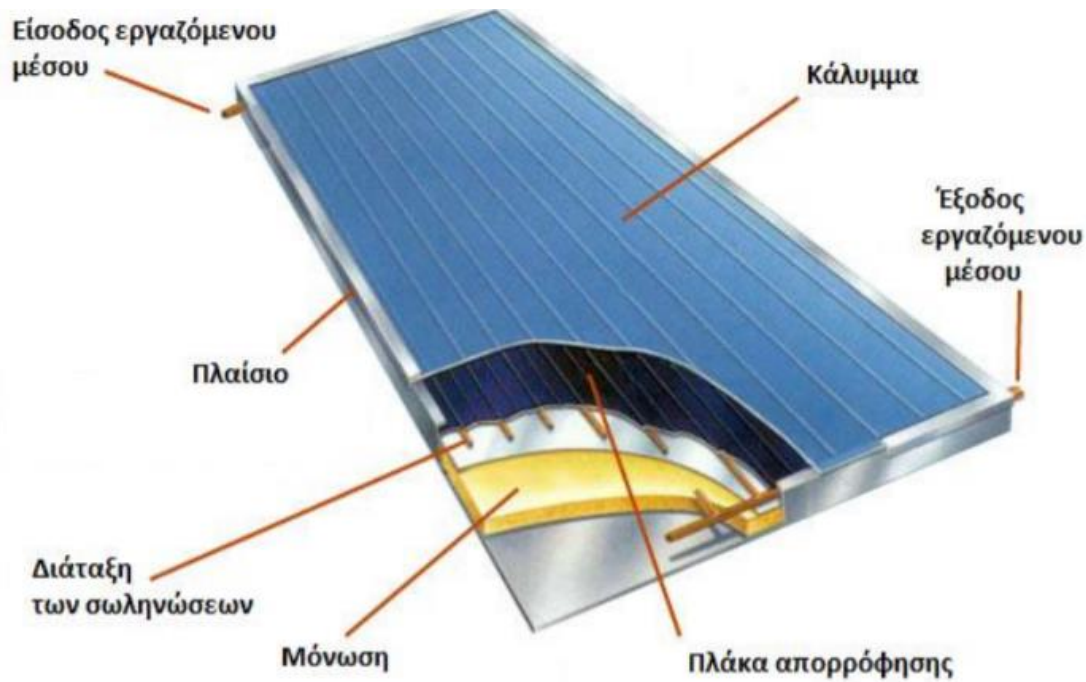
1.4 Είδη ηλιακών συλλεκτών

Οι ηλιακοί συλλέκτες χωρίζονται σε δύο βασικές κατηγορίες, τους επίπεδους και τους συγκεντρωτικούς, με τους πρώτους να αποτελούν την πλέον διαδεδομένη μορφή συλλέκτη, οι οποίοι επικεντρώνονται κυρίως στην παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο για μικρές και μέσες θερμοκρασίες, μέχρι 100 °C πάνω από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος [1.18]. Αντιθέτως, η χρήση των συγκεντρωτικών συλλεκτών ενδείκνυται σε εφαρμογές όπου απαιτείται υψηλότερη θερμοκρασία (>100 °C). Επιπλέον, μια σημαντική διαφορά ανάμεσα στις δύο βασικές κατηγορίες, αποτελεί το συνολικό κόστος για την εγκατάσταση, λειτουργία αλλά και συντήρηση των συλλεκτών καθώς και η συνολική απόδοση του συστήματος. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες παρουσιάζουν υψηλότερο θερμικό βαθμό απόδοσης σε σχέση με τους επίπεδους, λόγω της μικρότερης απορροφητικής επιφάνειας και συνεπώς των λιγότερων θερμικών απωλειών. Αξίζει να σημειωθεί, ότι ο παραπάνω βαθμός απόδοσης αποτελεί έναν από τους σημαντικότερους για την αξιολόγηση της απόδοσης του συλλέκτη, καθώς συνυπολογίζει την προσπίπτουσα ακτινοβολία, τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος και του ρευστού εισόδου. Όσον αφορά το συνολικό κόστος παρατηρείται μία εμφανής διαφορά ανάμεσα στις δύο κατηγορίες, με τους επίπεδους να έχουν χαμηλότερο κόστος, πράγμα που δικαιολογεί και την ευρεία χρήση τους και την αποτελεσματικότητά τους για οικιακή χρήση. Η απαίτηση για μηχανικό σύστημα παρακολούθησης του ήλιου από τους συγκεντρωτικούς συλλέκτες, καθώς αξιοποιούν μόνο την άμεση ηλιακή ακτινοβολία σε αντίθεση με τους επίπεδους οι οποίοι εκμεταλλεύονται και τις δύο συνιστώσες της (άμεση και διάχυτη), προσδίδει ένα σημαντικό κόστος στο όλο σύστημα. Η περιπλοκότητα της γεωμετρικής κατασκευής των συγκεντρωτικών συλλεκτών αυξάνει και αυτή με τη σειρά της τις δαπάνες για την εγκατάσταση και συντήρησή τους [1.4]. Έτσι μια οικονομοτεχνική ανάλυση σε κάθε περίπτωση είναι αναγκαία για τον προσδιορισμό της βέλτιστης τεχνολογίας ανά εφαρμογή.

1.4.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (Flat Plate Collector-FPC)

Όπως έχει ήδη αναφερθεί στην προηγούμενη υποενότητα, ο επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (Flat Plate Collector-FPC) αποτελεί το πιο διαδεδομένο είδος ηλιακού συλλέκτη παγκοσμίως, η χρήση του οποίου εδραιώνεται κυρίως στην παραγωγή θερμότητας σε θερμοκρασίες κάτω των 100 °C, συνήθως έως 80 ή 90 °C, μέσω της αξιοποίησης της ηλιακής ακτινοβολίας [1.19]. Η σημερινή μορφή των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών οφείλεται στους Hottel και Whillier, οι οποίοι ήταν οι πρώτοι που σχεδίασαν τη συγκεκριμένη μορφή τη δεκαετία του 1950.

Τα βασικά στοιχεία που απαρτίζουν τον FPC είναι η είσοδος του εργαζόμενου μέσου, η πλάκα απορρόφησης, το κάλυμα, η διάταξη των σωληνώσεων, η μόνωση, το μεταλλικό πλαίσιο του συλλέκτη και η έξοδος του εργαζόμενου μέσου. Η βασική ιδέα του παραπάνω συλλέκτη συνοψίζεται στη θέρμανση του νερού το οποίο ρέει μέσα στους σωλήνες με την επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας, η οποία αιχμαλωτίζεται από την πλάκα απορρόφησης. Η ύπαρξη του καλύματος και της μόνωσης στοχεύει στην ελαχιστοποίηση των απωλειών θερμότητας προς το περιβάλλον. Επιπροσθέτως, το κάλυμα το οποίο χρησιμοποιείται στη συντριπτική πλειοψηφία των ηλιακών συλλεκτών, υπάρχουν ακραίες περιπτώσεις όπου δεν τοποθετείται στην όλη διάταξη. Αυτό συμβαίνει όταν οι απαιτήσεις για απόδοση είναι χαμηλές, όπως για θέρμανση πισίνας με ηλιακούς συλλέκτες. Η έλλειψη καλύματος οδηγεί σε μειωμένο κόστος επένδυσης αλλά και σε ταυτόχρονη μείωση της απόδοσης.



Εικόνα 1.13 Τα κύρια τμήματα του επίπεδου ηλιακού συλλέκτη [1.20]

Το πεδίο εφαρμογών των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών παρουσιάζει μια σημαντική διεύρυνση τα τελευταία χρόνια, καθώς γίνεται ολοένα και περισσότερη προσπάθεια για την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας. Θέρμανση Ζεστού Νερού Χρήσης (ΖΝΧ), θέρμανση κτηρίων, κλιματισμός και θερμικές διεργασίες σε βιομηχανικό επίπεδο αποτελούν τις κύριες εφαρμογές των συγκεκριμένων συλλεκτών.

1.4.2 Συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες

Η ανάγκη για απόδοση ενέργειας σε υψηλότερες θερμοκρασίες από αυτές που επιτυγχάνονται από τους συνήθεις επίπεδους συλλέκτες καθώς επίσης και για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης των ηλιακών συστημάτων επικέντρωσε το ενδιαφέρον των ανθρώπων στην κατασκευή των συγκεντρωτικών ηλιακών συλλεκτών. Πρόκειται ουσιαστικά για συλλέκτες οι οποίοι συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία σε μία μικρότερη περιοχή (δέκτης), με τη χρήση ενός κατόπτρου, σε σχέση με το συνολικό άνοιγμα που λαμβάνει την ηλιακή ακτινοβολία. Έτσι, παρατηρούνται υψηλότερες θερμοκρασίες και μείωση των θερμικών απωλειών σε σχέση με τους επίπεδους. Βέβαια, η αύξηση των οπτικών απωλειών είναι γεγονός καθώς προστίθεται σε αυτές και η απώλεια από τη μη ιδανική ανάκλαση πάνω στο κάτοπτρο.

Εν γένει οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές για θερμοκρασίες πάνω από 150 °C και σε μερικές ακραίες περιπτώσεις έως και τους 500 °C. Το γεγονός αυτό, καθιστά αναγκαίο τον πολύ προσεκτικό σχεδιασμό του όλου συστήματος συμπεριλαμβάνοντας και το σύστημα αποθήκευσης της θερμότητας. Όπως έχει ήδη αναφερθεί σε προηγούμενη ενότητα, το κόστος τους είναι υψηλό καθώς απαιτείται ειδική επεξεργασία. Γενικά, μεγαλύτερη συγκέντρωση σημαίνει μεγαλύτερη δυνατή θερμοκρασία λειτουργίας και μεγαλύτερο συνολικό κόστος. Βασικό χαρακτηριστικό των συγκεντρωτικών συλλεκτών αποτελεί ο λόγος συγκέντρωσης που εκφράζει τη συγκέντρωση της ακτινοβολίας και ορίζεται ως ο λόγος της επιφάνειας που εισέρχεται η ηλιακή ακτινοβολία προς την επιφάνεια του δέκτη που απορροφά τη συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία. Συνήθως ο

λόγος αυτός κυμαίνεται από 1.5 έως 10000 [1.18]. Η παρακάτω εξίσωση δίνει τον προαναφερθέντα ορισμό.

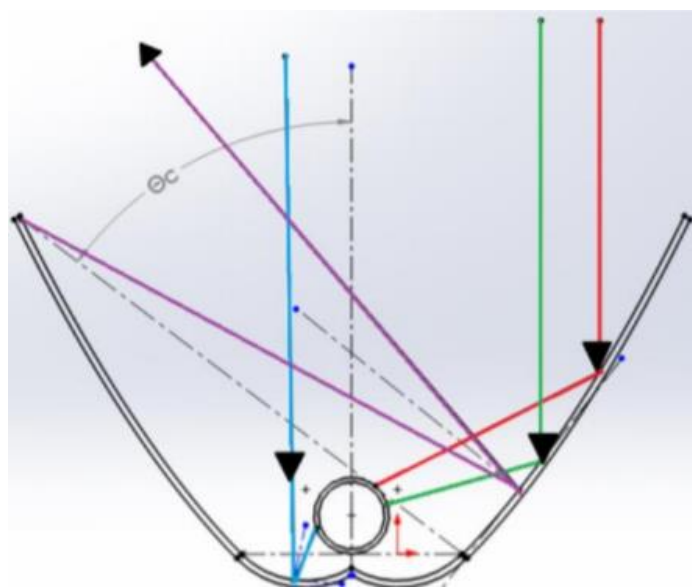
$$C = \frac{A_a}{A_r}, \quad (1.4.1)$$

Τα βασικότερα είδη συγκεντρωτικών ηλιακών συλλεκτών που κατασκευάζονται και χρησιμοποιούνται σήμερα είναι τα εξής:

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

Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (Compound Parabolic Collector – CPC)

Οι σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες ανήκουν στην κατηγορία των συγκεντρωτικών χωρίς είδωλο. Η κατηγοριοποίηση αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι παρουσιάζουν μικρό λόγο συγκέντρωσης, συνήθως κάτω από 5 [1.21]. Επιπροσθέτως, ένα σημαντικό πλεονέκτημα των συγκεκριμένων συλλεκτών αποτελεί η αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας (άμεσης και διάχυτης) σε ένα μεγάλο εύρος γωνιών πρόσπτωσης με αποτέλεσμα να μην απαιτείται η χρήση συστήματος παρακολούθησης του ήλιου. Η δυνατότητα λειτουργίας σε αρκετά υψηλές θερμοκρασίες τους καθιστά ιδανικούς σε αρκετές εφαρμογές. Ο ανακλαστήρας των παραβολικών συλλεκτών αποτελείται από δύο παραβολικά τμήματα, τα οποία ενώνονται μεταξύ τους και επεκτείνονται μέχρι να γίνουν παράλληλα προς τον άξονα συμμετρίας του συλλέκτη. Οι ακτίνες που προσπίπτουν στον ανακλαστήρα, ανακλώνται και καταλήγουν στην επιφάνεια του δέκτη ο οποίος είναι τοποθετημένος στο κάτω μέρος του συλλέκτη και σε θέση κατάλληλη για τη λήψη των ακτίνων του ήλιου. Η γωνία που σχηματίζεται από τον άξονα του CPC και την ευθεία που συνδέει την εστία μιας παραβολής με το απέναντι άκρο του ανοίγματος, ονομάζεται ημιγωνία αποδοχής θ_c .



Εικόνα 1.14 Ανάκλαση ακτίνων εντός του CPC [1.16]

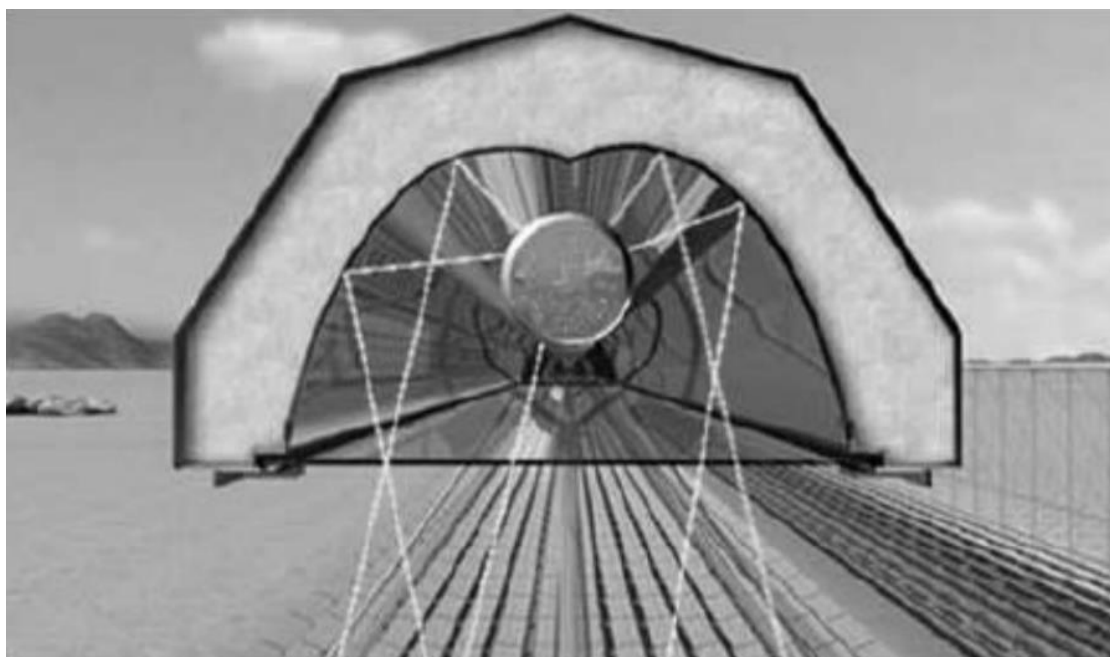
Οι ακτίνες με κόκκινο, πράσινο καθώς και μπλε χρώμα μετά την ανάκλαση τους καταλήγουν στο δέκτη σε αντίθεση με την μοβ, η οποία διέρχεται από το άνοιγμα του συλλέκτη υπό μεγάλη γωνία και δεν προσπίπτει σε αυτόν. Βασική προϋπόθεση για την επίτευξη της απορρόφησης της ηλιακής ακτινοβολίας από τον δέκτη είναι η γωνία θ υπό την οποία εισέρχονται οι ακτίνες του ήλιου να είναι τέτοια έτσι ώστε $-\theta_c < \theta < \theta_c$. Ο μέγιστος λόγος συγκέντρωσης ενός τέτοιου συλλέκτη δίνεται από την παρακάτω σχέση [1.18]:

$$C = \frac{1}{\sin(\theta_c)}, \quad (1.4.2)$$

Στην πράξη μεγάλος λόγος συγκέντρωσης οδηγεί σε καλύτερη θερμική απόδοση, ενώ μεγαλύτερη ημιγωνία αποδοχής σε καλύτερη οπτική συμπεριφορά. Για αυτό η επιλογή της γωνίας θ_c γίνεται με βάση τις απαιτήσεις της εκάστοτε εφαρμογής.

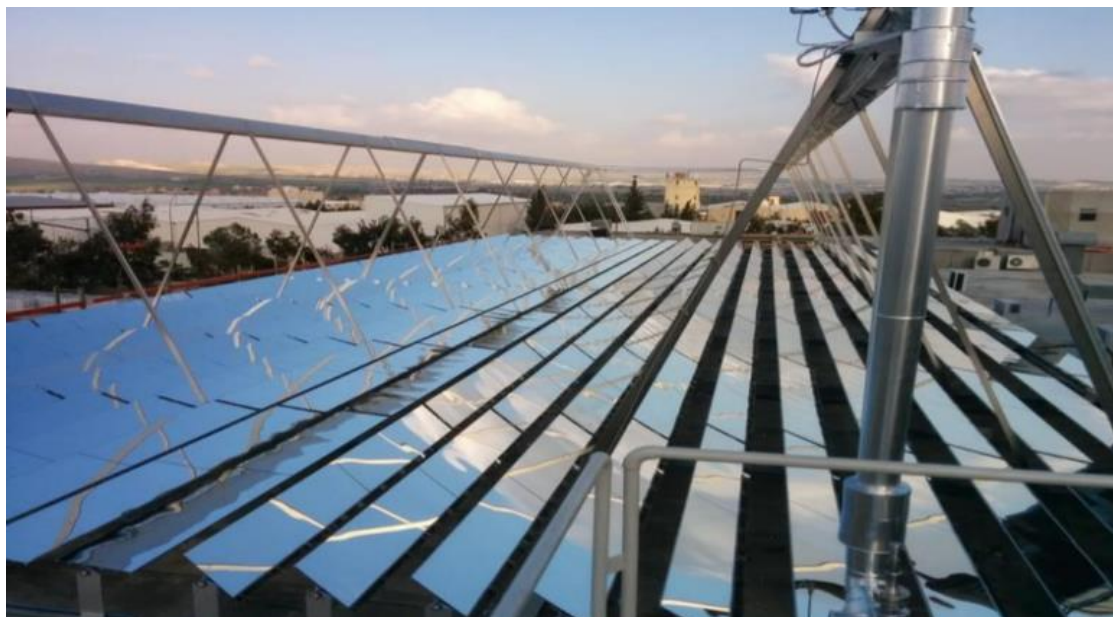
Γραμμικός συλλέκτης Fresnel

Σε έναν γραμμικό συλλέκτη Fresnel, επίπεδα ή ελαφρώς κάμπυλα κάτοπτρα τοποθετημένα σε μια σειρά συγκεντρώνουν την άμεση ηλιακή ακτινοβολία σε έναν δέκτη, αρκετά μέτρα υψηλότερα από αυτά. Πάνω από το δέκτη βρίσκεται ένας δεύτερος ανακλαστήρας, ο ρόλος του οποίου είναι η συγκέντρωση των ακτινών που δεν καταλήγουν στο δέκτη και η ανάκλασή τους πίσω σε αυτόν. Η μη κατάληξη των ακτινών στο δέκτη ύστερα από την πρώτη μη ιδανική ανάκλαση τους στα κάτοπτρα οφείλεται σε κατασκευαστικές ατέλειες, στην ύπαρξη σκόνης και στη μη ακρίβεια του συστήματος παρακολούθησης του ήλιου. Επίσης η τοποθέτηση του δεύτερου ανακλαστήρα στο όλο σύστημα συμβάλλει και στον περιορισμό των απωλειών θερμότητας λόγω συναγωγής καθώς λειτουργεί και ως μόνωση για τον απορροφητή.



Εικόνα 1.15 Τομή δέκτη γραμμικού συλλέκτη Fresnel [1.23]

Πρόκειται για έναν πολλά υποσχόμενο συλλέκτη για την παραγωγή θερμότητας σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες από 200 °C και στην επίτευξη μεγάλων λόγων συγκέντρωσης έως και 40 [1.22].



Εικόνα 1.16 Γραμμικός συλλέκτης Fresnel [1.24]

Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο (Solar Dish Collector)

Ο συγκεκριμένος ηλιακός συλλέκτης διαθέτει ως κάτοπτρο ένα παραβολοειδές πιάτο, δηλαδή ένα γεωμετρικό σχήμα που προκύπτει εκ περιστροφής από μία αρχική παραβολή. Η αρχή λειτουργίας αυτού του συλλέκτη είναι η τοποθέτηση μίας απορροφητικής επιφάνειας (δέκτης) στην εστία της παραβολής, με στόχο τη μέγιστη δυνατή συγκέντρωση της ανακλώμενης ηλιακής ακτινοβολίας. Ο λόγος συγκέντρωσης είναι ιδιαίτερα υψηλός και κυμαίνεται συνήθως από 600 έως 2000 [1.22]. Το χαρακτηριστικό αυτό του συλλέκτη, οδηγεί στην ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών του εργαζόμενου μέσου, της τάξεως των 1500 °C, πετυχαίνοντας έτσι ικανοποιητική ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση. Ωστόσο, για την ομαλή και αποδοτική λειτουργία του συλλέκτη, απαιτείται η χρήση συστήματος παρακολούθησης του ήλιου σε δύο άξονες για την αποφυγή απωλειών ενέργειας. Γίνεται έτσι εμφανές ότι πρόκειται για μία κατασκευή με περίπλοκη γεωμετρία και συνάμα υψηλό κόστος υλοποίησης.

Για την μετατροπή της θερμικής ενέργειας που συγκεντρώνεται στην εστία της παραβολής σε ηλεκτρική, χρησιμοποιείται μία διάταξη μηχανής-γεννήτριας συνδεδεμένη απευθείας στο δέκτη (μηχανή Stirling ή αεριοστρόβιλος), είτε μέσω σωληνώσεων σε ένα κεντρικό σύστημα μετατροπής ισχύος [1.25]. Η βασικότερη εφαρμογή είναι η χρήση της μηχανής Stirling η οποία εξελίσσεται τα τελευταία χρόνια, με υψηλό βαθμό απόδοσης της τάξης του 30% γεγονός που δίνει μέλλον στη συγκεκριμένη τεχνολογία [1.26].



Εικόνα 1.17 Συλλέκτης με παραβολοειδές πιάτο σε σύνδεση με μηχανή Stirling [1.27]

Ηλιακός πύργος (Solar Tower)

Ανάμεσα στις τεχνολογίες των συγκεντρωτικών συλλεκτών, ο ηλιακός πύργος αποτελεί μία πολλά υποσχόμενη τεχνολογία αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας για την ηλεκτροπαραγωγή. Πρόκειται για εγκαταστάσεις αρκετών MW έως και 100 MW_{el} [1.28], η αρχή λειτουργίας των οποίων βασίζεται στην συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μία μικρή επιφάνεια για την ανάπτυξη πολύ υψηλών θερμοκρασιών. Πιο συγκεκριμένα, μία μαύρη απορροφητική επιφάνεια (δέκτης) βρίσκεται στην κορυφή ενός υψηλού πύργου γύρω από τον οποίο τοποθετούνται κάτοπτρα τα οποία ανακλούν την άμεση ηλιακή ακτινοβολία προς αυτήν. Για την μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στον δέκτη, τα κάτοπτρα διαθέτουν σύστημα παρακολούθησης του ήλιου και τοποθετούνται έτσι ώστε να αποφεύγεται η σκίαση αυτών. Η συγκεντρωμένη θερμική ενέργεια που απορροφάται από τον δέκτη μεταφέρεται στο ρευστό όπου μπορεί να αποθηκευτεί και να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ισχύος όταν ζητηθεί. Η συλλογή της ηλιακής ενέργειας στη συγκεκριμένη τεχνολογία γίνεται οπτικά, ελαχιστοποιώντας έτσι τις απαιτήσεις μεταφοράς της θερμικής ενέργειας. Σε συνδιασμό με τα παραπάνω, αξίζει να σημειωθεί ότι η αποθήκευση της θερμικής ενέργειας στο όλο σύστημα επιτυγχάνεται αρκετά εύκολα. Ο λόγος συγκέντρωσης κυμαίνεται από 300 έως και 1500, εξασφαλίζοντας έτσι υψηλούς βαθμούς απόδοσης όσον αφορά τη συλλογή και μετατροπή σε ηλεκτρισμό της ηλιακής ενέργειας [1.22].



Εικόνα 1.18 Ηλιακός πύργος [1.29]

Παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector – PTC)

Οι παραβολικοί συλλέκτες με κάτοπτρο αποτελούν την πιο διαδεδομένη τεχνολογία όσον αφορά τους συγκεντρωτικούς συλλέκτες και εντάσσονται στην κατηγορία συλλεκτών με είδωλο. Τα βασικά μέρη ενός τέτοιου συλλέκτη είναι το παραβολικό κάτοπτρο και ο σωλήνας κενού ο οποίος είναι τοποθετημένος στη γραμμή εστίασης. Αξιοποιούν μόνο την άμεση ακτινοβολία και χρησιμοποιούνται συνήθως σε εφαρμογές που απαιτούν μέσες τιμές του λόγου συγκέντρωσης, που κυμαίνονται από 10 έως 45 [1.22] και θερμοκρασίες στην περιοχή των 500 °C [1.18].

Πιο συγκεκριμένα, για την κατασκευή του συγκεκριμένου συλλέκτη, ένα φύλλο από ανακλαστικό υλικό κάμπτεται έως ότου αποκτήσει την επιθυμητή παραβολική μορφή. Στη συνέχεια, τοποθετείται πάνω στην γραμμή εστίασης του κατόπτρου ένας σωλήνας κενού υψηλών προδιαγραφών για την επίτευξη όσο το δυνατόν μεγαλύτερης θερμικής απόδοσης. Ένας μαύρος απορροφητικός σωλήνας, καλυμμένος εξωτερικά από ένα υάλινο κάλυμμα απαρτίζουν τον σωλήνα κενού. Μεταξύ του καλύμματος και του απορροφητήρα, ο οποίος κατά το πλείστον είναι κυλινδρικός, επικρατούν συνθήκες κενού έτσι ώστε να ελαχιστοποιούνται οι θερμικές απώλειες διά συναγωγής και να αυξάνεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης.

Για την ομαλή και αποδοτική λειτουργία του συλλέκτη, η χρήση ενός συστήματος παρακολούθησης του ήλιου (tracking system) είναι αναγκαία καθώς μεγιστοποιείται έτσι ο οπτικός βαθμός απόδοσης αλλά ταυτόχρονα και η προσπίπτουσα ακτινοβολία στην επιφάνεια του απορροφητικού σωλήνα. Η εγκατάσταση του συλλέκτη μπορεί να υλοποιηθεί είτε με κατεύθυνση Ανατολής-Δύσης, παρακολουθώντας τον ήλιο από το Βορρά προς το Νότο, είτε με κατεύθυνση Βορρά-Νότου, παρακολουθώντας τον ήλιο από την Ανατολή προς τη Δύση. Στην πρώτη περίπτωση, ένα από τα βασικότερα πλεονεκτήματα αποτελούν οι ελάχιστες ρυθμιστικές απαιτήσεις καθώς το άνοιγμα του κατόπτρου παρακολουθεί την

πορεία του ήλιου συνεχώς κατά τη διάρκεια του μεσημερίου. Επιπροσθέτως, παρατηρείται μικρή διαφορά στην παραγόμενη ενέργεια μεταξύ χειμώνα και καλοκαίρι, γεγονός που επιτρέπει στην εγκατάσταση να λειτουργεί ομοιόμορφα κατά τη διάρκεια του έτους. Ωστόσο, ο προσανατολισμός του άξονα του συλλέκτη στη διεύθυνση Ανατολής-Δύσης οδηγεί σε αρκετά ανομοιόμορφη κατανομή κατά τη διάρκεια της μέρας, λόγω των μεγάλων απωλειών κατά την ανατολή και δύση του ηλίου (απώλειες συνημιτόνου). Επίσης, την καλοκαιρινή περίοδο ο συγκεκριμένος προσανατολισμός δεν καταφέρνει να αξιοποιήσει στο έπακρο την ηλιακή ακτινοβολία σημειώνοντας έτσι χαμηλές επιδόσεις. Όσον αφορά τη δεύτερη περίπτωση, όπου ο άξονας του συλλέκτη τοποθετείται στη διεύθυνση Βορρά-Νότου, αξίζει να τονισθεί η μεγαλύτερη εκμετάλλευση και παραγωγή ενέργειας ετησίως. Σε αντίθεση με την πρώτη περίπτωση, ο συγκεκριμένος προσανατολισμός πετυχαίνει πιο ομοιόμορφη ημερήσια κατανομή, καθώς οι απώλειες συνημιτόνου είναι μικρές το πρωί και το απόγευμα, αλλά οδηγεί σε μεγάλες εποχιακές διαφορές στην παραγόμενη ενέργεια. Συνοπτικά το πρώτο σύστημα αποδίδει καλύτερα το χειμώνα, ενώ το δεύτερο το καλοκαίρι. Αποτέλεσμα του προαναφερθέν γεγονότος είναι το δεύτερο σύστημα να αποδίδει περισσότερη ενέργεια ετησίως καθώς το ηλιακό δυναμικό το καλοκαίρι είναι μεγαλύτερο. Συνεπώς, η επιλογή του προσανατολισμού εξαρτάται συνήθως από την εκάστοτε εφαρμογή [1.30]. Εκτενέστερη ανάλυση για συλλέκτες τύπου PTC, γίνεται στην επόμενη υποενότητα.

1.5 Ιστορική εξέλιξη και η αγορά συλλεκτών PTC σήμερα

Πρωτοπόρος στη σχεδίαση ενός παραβολικού συλλέκτη ήταν ο John Ericsson, ο οποίος το 1870 σχεδίασε και υλοποίησε ένα μικρό μοντέλο με άνοιγμα 3.25 m^2 το οποίο παρήγαγε ατμό για μία ατμομηχανή ισχύος 373 W. Ο ατμός παραγόταν απευθείας μέσα στον ηλιακό συλλέκτη. Το σύστημα αυτό σήμερα ονομάζεται άμεση παραγωγή ατμού (Direct Steam Generation – DSG). Τα χρόνια που ακολούθησαν (1872-1875), κατασκεύασε επτά παρόμοια μοντέλα με τη μόνη διαφορά το εργαζόμενο μέσο ήταν αέρας, ώσπου το 1883 ο Ericsson κατασκεύασε στη Νέα Υόρκη ένα μεγαλύτερο «ηλιο-κινητήρα». Το 1907, οι Γερμανοί Wilhelm Meier και Adolf Remshardt, κατασκεύασαν επίσης έναν συλλέκτη PTC για άμεση παραγωγή ατμού. Στην πενταετία που ακολούθησε, ο Αμερικάνος μηχανικός Frank Shuman κατασκεύασε και πραγματοποίησε αρκετά πειράματα σε αρκετούς συγκεντρωτικούς και μη ηλιακούς συλλέκτες για την άρδευση στην περιοχή Tacony της Πενσυλβάνια. Τα αποτελέσματα των παραπάνω πειραμάτων τα αξιοποίησε ο Shuman και κατασκεύασε αντλητικό εργοστάσιο για άρδευση στο Meadi της Αιγύπτου. Οι ατμομηχανές λειτουργούσαν με ατμό προερχόμενο από ηλιακούς συλλέκτες συνολικής έκτασης 1200 m^2 . Η λειτουργία του εργοστασίου έλαβε τέλος το 1915 εξαιτίας της έναρξης του πρώτου Παγκοσμίου Πολέμου. Το 1936, ο C.G. Abbot έφτιαξε μία μηχανή παραγωγής ατμού με τη χρήση παραβολικών συλλεκτών PTC η οποία είχε ισχύ 0.37 kW [1.31].

Μέχρι το 1977, το ενδιαφέρον για την τεχνολογία των παραβολικών συλλεκτών PTC ήταν αμελητέο. Οι υψηλότερες τιμές όμως των ορυκτών καυσίμων ενθάρρυναν τις κυβερνήσεις να λάβουν νέα μέτρα. Πιο συγκεκριμένα, το Υπουργείο Ενέργειας των ΗΠΑ, καθώς και το γερμανικό Ομοσπονδιακό Υπουργείο Έρευνας και Τεχνολογίας άρχισαν να χρηματοδοτούν έργα που αποσκοπούσαν στην ανάπτυξη διαφόρων διεργασιών με θερμικές μηχανές και συστημάτων άντλησης νερού χρησιμοποιώντας την τεχνολογία των παραβολικών συλλεκτών. Έτσι, στην πενταετία που ακολούθησε μετά το 1977, η εταιρία Acurex εγκατέστησε 10000 m^2 παραβολικών συλλεκτών στις ΗΠΑ για παραγωγή θερμότητας βιομηχανικών διεργασιών. Επίσης, το 1979 στην Αριζόνα κατασκευάστηκε το πρώτο σύγχρονο εργοστάσιο παραγωγής ηλεκτρισμού μέσω αυτών των συλλεκτών με ονομαστική ισχύ 150 kW . Δύο χρόνια αργότερα, άρχισε η λειτουργία σταθμού 500 kW στην Αλμέρια της

Ισπανίας, έργο στο οποίο συμμετείχαν εννέα κράτη μέλη του Διεθνούς Οργανισμού Ενέργειας. Το 1983, δημιουργήθηκε το πρώτο ιδιωτικό έργο με παραβολικούς συλλέκτες στην Αριζόνα για παραγωγή θερμότητας μεγέθους 5580 m². Την ίδια χρονία, τέθηκε σε λειτουργία ένα από τα μεγαλύτερα εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρισμού στην έρημο της Καλιφόρνια, όπου εννέα διαφορετικά εργοστάσια (Solar Electric Generating Systems – SEGS) τέθηκαν σε λειτουργία με συνολική ισχύ 354 MW [1.32].



Εικόνα 1.19 Εργοστάσιο SEGS III-SEGS VII στην Καλιφόρνια [1.32]

Με το πέρασμα των χρόνων, αρκετοί συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες τύπου PTC έχουν κατασκευαστεί με διαφορετικά χαρακτηριστικά, στα επιμέρους τμήματα της εγκατάστασης, για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Η εταιρία Luz, σχεδίασε τρία μοντέλα τέτοιων συλλεκτών LS-1, LS-2 και LS-3, που χρησιμοποιήθηκαν σε μονάδες SEGS. Οι δύο πρώτες γενιές συλλεκτών φέρουν αρκετές ομοιότητες όσον αφορά τη συναρμολόγησή τους και είναι τοποθετημένοι και οι δύο πάνω σε κατασκευή παρόμοιου μήκους, με τη μόνη διαφορά ότι το άνοιγμα του LS-2 να είναι διπλάσιο από αυτό του LS-1. Οι κατασκευές αυτές είναι εξ' ολοκλήρου βασισμένες σε έναν άκαμπτο υποστηρικτικό σωλήνα (torque tube), ο οποίος συμβάλλει στη στήριξη των μεταλλικών επιφανειών όπου είναι τοποθετημένα τα παραβολικά κάτοπτρα. Στον τελευταίο συλλέκτη τύπου LS-3, ο σωλήνας αυτός αντικαθίσταται από ένα μεταλλικό υποστηρικτικό πλέγμα (metal lattice framework), το άνοιγμα του οποίου είναι 14% μεγαλύτερο από του LS-2. Επίσης αξιοσημείωτη διαφορά αποτελεί και το μήκος του συγκεκριμένου τύπου, το οποίο είναι διπλάσιο από τους προηγούμενους συλλέκτες. Τα κύρια χαρακτηριστικά των συλλεκτών αυτών δίνονται στον παρακάτω πίνακα [1.31].

Μοντέλο	LS-1	LS-2	LS-3
Έτος κατασκευής	1984	1985	1988
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας (°C)	307	349	390
Επιφάνεια ανοίγματος (m ²)	128	235.5	570.2
Μήκος (m)	50.2	47.1	99
Εστιακή απόσταση (m)	0.68	1.4	1.71
Διάμετρος απορροφητή (mm)	40	70	70
Λόγος συγκέντρωσης	18.95	22.74	26.2
Οπτικός βαθμός απόδοσης	0.734	0.74	0.77
Βαθμός σύλληψης	0.87	0.89	0.93
Συντελεστής απορροφητικότητας απορροφητή	0.94	0.94	0.96
Συντελεστής ανακλαστικότητας κατόπτρων	0.94	0.94	0.94
Συντελεστής διαπερατότητας καλύμματος	0.94	0.95	0.96
Συντελεστής εκπομπής απορροφητή (σε τι θερμοκρασία (°C))	0.3 (300)	0.24 (300)	0.15 (350)

Πίνακας 1.1 Κύρια χαρακτηριστικά των συλλεκτών LS-1, LS-2 και LS-3 [1.31]

Το 1998, με τον σχεδιασμό των συλλεκτών LS-3 να μην είναι πλέον ανταγωνιστικός, συγκροτήθηκε μία ομάδα από ευρωπαϊκές εταιρίες και ερευνητικά εργαστήρια με σκοπό την ανάπτυξη της νέας γενιάς των ηλιακών συλλεκτών τύπου PTC. Αποτέλεσμα της παραπάνω προσπάθειας αποτελεί ο ηλιακός συλλέκτης EuroTrough, με γεωμετρικά χαρακτηριστικά όμοια με αυτά του LS-3. Η βασική διαφορά των δύο αυτών συλλεκτών είναι το ορθωγώνιο υποστηρικτικό σύστημα (torque-box support structure), το οποίο συνδυάζει τα σχεδιαστικά πλεονεκτήματα όσον αφορά τη στρεπτική ακαμψία του LS-2, με το μειωμένο κόστος σχεδίασης του LS-3. Ο συλλέκτης ET-100, αποτελεί τον πρώτο μοντέλο τύπου EuroTrough με συνολικό μήκος 100 m, επιφάνεια ανοίγματος παραβολής 545 m² και 8 διαφορετικά τμήματα. Τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά αυτών των συλλεκτών και συγκεκριμένα η μεγάλη στρεπτική ακαμψία του συστήματος στήριξης, επέτρεψε την αύξηση του μήκους στο επόμενο μοντέλο ET-150 κατά 50 μέτρα με επιφάνεια ανοίγματος παραβολής 820 m² και 4 επιπλέον διαφορετικά τμήματα. Η τρίτη γενιά συλλεκτών EuroTrough ονομάζεται SKAL-ET και δημιουργήθηκε υπό τη χρηματοδότηση της γερμανικής κυβέρνησης. Το μοντέλο αυτό, αποτελείται από 12 διαφορετικά τμήματα όπως και το προηγούμενο, με μικρές διαφορές στον τρόπο λειτουργίας τους. Τα τελευταία χρόνια, έχουν αναπτυχθεί διάφορα είδη PTC τα οποία διατηρούν τα κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά του EuroTrough, βελτιώνοντας την απόδοση τους και μειώνοντας παράλληλα το κόστος. Χαρακτηριστικά παραδείγματα τέτοιων συλλεκτών αποτελούν οι SGX1 και SGX2 της αμερικάνικης εταιρίας Solargenix Energy, ο SENERTROUGH-I και ο Albiasa Trough των ισπανικών εταιριών SENER και Albiasa Solar αντίστοιχα και άλλοι [1.31].



Εικόνα 1.20 Μπροστινή (αριστερή) και πίσω (δεξιά) όψη του συλλέκτη EuroTrough [1.31]

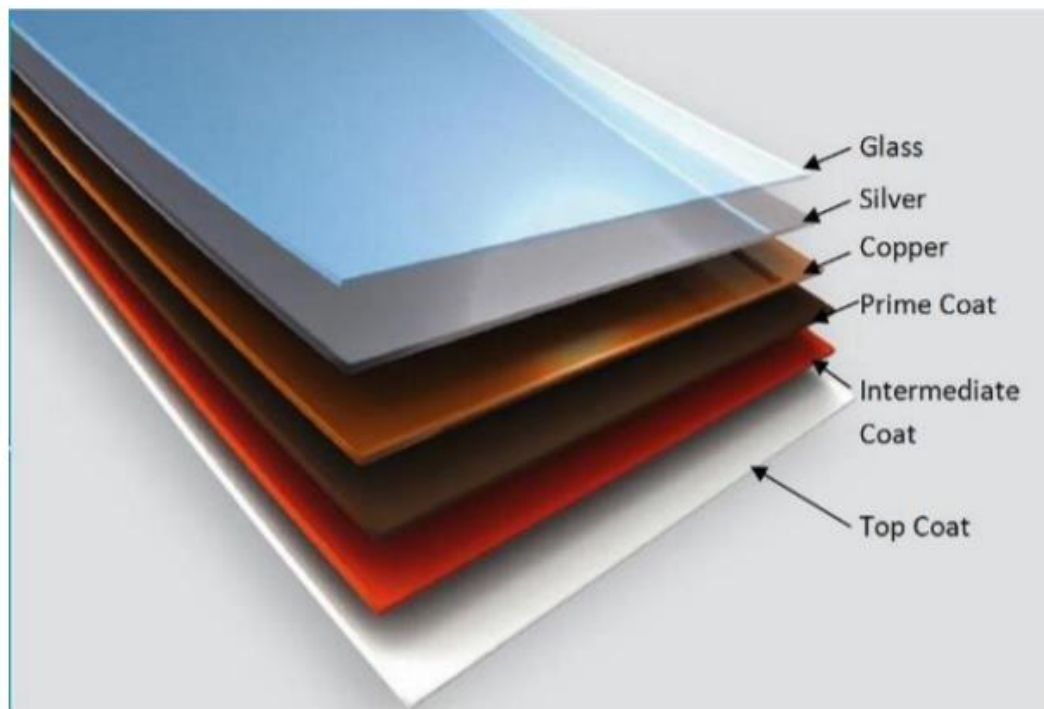
1.6 Βασικά τμήματα του παραβολικού συλλέκτη

Στην υποενότητα αυτή θα αναλυθούν εκτενέστερα τα βασικά τμήματα ενός παραβολικού ηλιακού συλλέκτη, δίνοντας περισσότερες πληροφορίες και στοιχεία για τον ανακλαστήρα και το σωλήνα κενού, που αποτελείται από τον απορροφητήρα και το κάλυμμα.

i. Ανακλαστήρας ή κάτοπτρο

Η χρήση του ανακλαστήρα, αποτελεί η συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας στον απορροφητήρα. Βασική προϋπόθεση για την αποδοτική λειτουργία τού, είναι η υψηλή (>90%) ανακλαστικότητα (reflectivity) που πρέπει να διαθέτει, ώστε να μεγιστοποιείται η απορρόφηση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας. Η σχεδίαση των κατόπτρων βασίζεται στο φάσμα της ηλιακής ακτινοβολίας, γεγονός που δικαιολογείται καθώς η ανακλαστικότητα διαφέρει ανάλογα με το μήκος κύματος της ακτινοβολίας. Το πιο σύνηθες, σήμερα, είναι τα κάτοπτρα που διαθέτουν γυάλινους καθρέφτες με ασημένια επικάλυψη και πάχους περίπου 4-5 mm. Μία τυπική τιμή για τη μέση ανακλαστικότητα ενός τέτοιου συλλέκτη είναι 93.5% . Ένα ακόμα διαδεδομένο υλικό για ανακλαστήρες αποτελεί το ReflecTech το οποίο είναι κατασκευασμένο από πολυμερές υλικό και διαθέτει ασημένια επικάλυψη. Επίσης σε αρκετές εφαρμογές σαν στρώμα ανάκλασης χρησιμοποιούνται υλικά από αλουμίνιο [1.32].

Βασικός στόχος για τη βελτίωση της υπάρχουσας τεχνολογίας είναι η μείωση του πάχους του ανακλαστήρα χωρίς την ταυτόχρονη ελάττωση της αντοχής τού. Ανάλογα με την τεχνολογία που χρησιμοποιείται, το κόστος του κατόπτρου κυμαίνεται από 10 έως 40 €/m². Τέλος, σημαντικός παράγοντας για τη μείωση της ανακλαστικότητας του κατόπτρου αποτελεί η ύπαρξη σκόνης[1.33].



Εικόνα 1.21 Τυπική δομή ανακλαστήρα [1.32]

ii. Σωλήνας Κενού

Για την εκμηδένιση των απωλειών θερμότητας, ακόμα και σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας, χρησιμοποιείται σχεδόν πάντα σωλήνας κενού στους παραβαλικούς συλλέκτες. Η επιλεκτική επιφάνεια που διαθέτει ο απορροφητήρας καθώς επίσης και οι συνθήκες κενού που επικρατούν ανάμεσα σε κάλυμμα και απορροφητήρα συμβάλλουν στην επίτευξη πολύ μικρού συντελεστή απωλειών θερμότητας. Την πρωτιά στην παραγωγή σωλήνων κενού για υψηλές θερμοκρασίες, μεγαλύτερες από 400 °C, κατέχουν οι γερμανικές εταιρίες Schott και Siemens. Αξιοσημείωτο αποτελεί το γεγονός ότι η ιταλική εταιρία Archimede Solar Energy (ASE) κατασκεύασε σωλήνα κενού ο οποίος έφτανε έως και 580 °C, χρησιμοποιώντας ως εργαζόμενο μέσο τηγμένο άλας [1.32]. Τα δύο βασικά τμήματα του ανακλαστήρα είναι το κάλυμμα και ο απορροφητήρας, τα οποία αναλύονται εκτενέστερα παρακάτω.



Εικόνα 1.22 Σωλήνας κενού [1.32]

Το **κάλυμμα** στη συντριπτική πλειοψηφία των περιπτώσεων είναι φτιαγμένο από γυαλί. Χαρακτηριστική ιδιότητά του αποτελεί ο συντελεστής απορρόφησης της ηλιακής ακτινοβολίας, τιμές του οποίου για να θεωρούνται αποδεκτές πρέπει να υπερβαίνουν το 90% ώστε να περιορίζονται οι οπτικές απώλειες. Το υλικό του γυαλιού είναι βιοπυριτικό γυαλί με σκοπό την επίτευξη πολύ υψηλών επιδόσεων με συντελεστή διαπερατότητας του γυαλιού να φτάνει το 96% στην εταιρία Archimede. Το πάχος του καλύμματος είναι συνήθως 3 mm. Όσον αφορά τον **απορροφητήρα**, ο συντελεστής εκπομπής και ο συντελεστής απορρόφησης αποτελούν τις βασικότερες ιδιότητές του. Πιο συγκεκριμένα, ο πρώτος καθορίζει τις απώλειες της ηλιακής ακτινοβολίας, ενώ ο δεύτερος το ποσοστό της προσπίπτουσας ακτινοβολίας που απορροφάται. Για την αποδοτική λειτουργία του απορροφητήρα, ο συντελεστής απορρόφησης πρέπει να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερος (μεγαλύτερος από 90%), σε αντίθεση με τον συντελεστή εκπομπής όπου τιμές γύρω στο 10% είναι επιθυμητές. Τέλος, αξιοσημείωτο αποτελεί το γεγονός ότι αύξηση της θερμοκρασίας συνεπάγεται και αύξηση του συντελεστή εκπομπής. Έτσι, οι θερμοκρασίες λειτουργίας του συλλέκτη πρέπει να κυμαίνονται σε χαμηλά επίπεδα.

Βιβλιογραφία 1^{ου} Κεφαλαίου

- [1.1] OECD/IEA, Technology Roadmap Solar Heating and Cooling, International Energy Agency, 2012.
- [1.2] <https://www.iea.org/>
- [1.3] J. Noailly, R. Smeets, Directing technical change from fossil-fuel to renewable energy innovation: An application using firm-level patent data, *Journal of Environmental Economics and Management* 2015;72:15-37
- [1.4] Soteris A. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, *Progress in Energy and Combustion Science*, Volume 30, Issue 3, 2004, Pages 231-295, ISSN 0360-1285
- [1.5] <http://data.consilium.europa.eu/doc/document/ST-18167-2013-INIT/el/pdf>
- [1.6] Directive 2009/28/EC, On the Promotion of the Use of Energy from Renewable Sources, 2009.
- [1.7] A.N. Menegaki, Growth and renewable energy in Europe: A random effect model with evidence for neutrality hypothesis, *Energy Econ.* 2011;33:257–263.
- [1.8] N. Lior, Sustainable energy development: The present (2009) situation and possible paths to the future, *Energy* 2010;35:3976-3994.
- [1.9] U. Eicker, E. Demir, D. Gürlich, Strategies for cost efficient refurbishment and solar energy integration in European Case Study buildings, *Energy and Buildings* 2015;102:237–249
- [1.10] Αρθούρος Ζερβός, *Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας*, Αθήνα 2018
- [1.11] <https://www.irena.org/Statistics/View-Data-by-Topic/Capacity-and-Generation/Regional-Trends>
- [1.12] <https://www.irena.org/Statistics/View-Data-by-Topic/Capacity-and-Generation/Statistics-Time-Series>
- [1.13] <https://www.irena.org/Statistics/View-Data-by-Topic/Finance-and-Investment/Investment-Trends>
- [1.14] H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degreve, G. Caceres, Concentrated solar power plants: Review and design methodology
- [1.15] Kody M. Powell, Khalid Rashid, Kevin Ellingwood, Jake Tuttle, Brian D. Iverson, Hybrid concentrated solar thermal power systems: A review
- [1.16] Ε.Μπέλλος, Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτήρια, Διδακτορική Διατριβή, Αθήνα Οκτώβριος 2016
- [1.17] <https://ourworldindata.org/renewable-energy>
- [1.18] Κίμων Α. Αντωνόπουλος, *Θερμικά ηλιακά συστήματα, Μέρος πρώτο*, Αθήνα 2011
- [1.19] SA. Kalogirou, S. Karellas, Exergy analysis for the optimization of flat-plate solar collectors characteristics, *Proceedings of ECOS 2015*, June 30- July 3, 2015, PAU, FRANCE.

- [1.20] <https://www.greenspec.co.uk/building-design/solar-collectors/>
- [1.21] L. Guiqiang, P. Gang, S. Yuehong, J. Jie, SB. Riffat, Experiment and simulation study on the flux distribution of lens-walled compound parabolic concentrator compared with mirror compound parabolic concentrator, *Energy* 2013;58(1):398-403
- [1.22] SA. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, *Progress in Energy and Combustion Science* 2004;30(3):231-295
- [1.23] «Concentrating solar power technology: Principles, developments and applications», K. Lovegrove, W. Stein, Woodhead Publishing
- [1.24] https://www.industrial-solar.de/CMS/aktuelles/?tx_news_pi1%5Bcontroller%5D=News&tx_news_pi1%5Baction%5D=detail&tx_news_pi1%5Bnews%5D=34&cHash=72d772d4ca5543d0d584408119832e29
- [1.25] Α.Μαντήκος, Διπλωματική Εργασία “Προσομοίωση ηλιοθερμικού σταθμού παραγωγής ηλιακής ενέργειας τεχνολογίας παραβολικών κατόπτρων”, 2011
- [1.26] Y. Bravo, M. Carvalho, L.M. Serra, C. Monné, S. Alonso, F. Moreno, M. Muñoz, Environmental evaluation of dish-Stirling technology for power generation, *Solar Energy* 2012;86(9):2811-2825
- [1.27] https://en.wikipedia.org/wiki/Solar-powered_Stirling_engine
- [1.28] F.J. Collado, J. Guallar, A review of optimized design layouts for solar power tower plants with campo code, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 20 (2013) 142-154.
- [1.29] <http://helioscsp.com/how-to-achieve-us63mwh-in-a-concentrated-solar-power-tower-project-with-storage/>
- [1.30] <http://desware.net/Sample-Chapters/D06/D10-011.pdf>
- [1.31] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez, Parabolic-trough solar collectors and their applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14(7):1695-1721
- [1.32] M. Günther, M. Joemann, S. Csambor, *Advanced CSP Teaching Materials*, Chapter 5, Parabolic Trough Technology
- [1.33] H. Price, E. Lópfert, D. Kearney, E. Zarza, G. Cohen, R. Gee, et al., Advances in parabolic trough solar power technology. *J Sol Energy Eng* 2002;124:109–25.

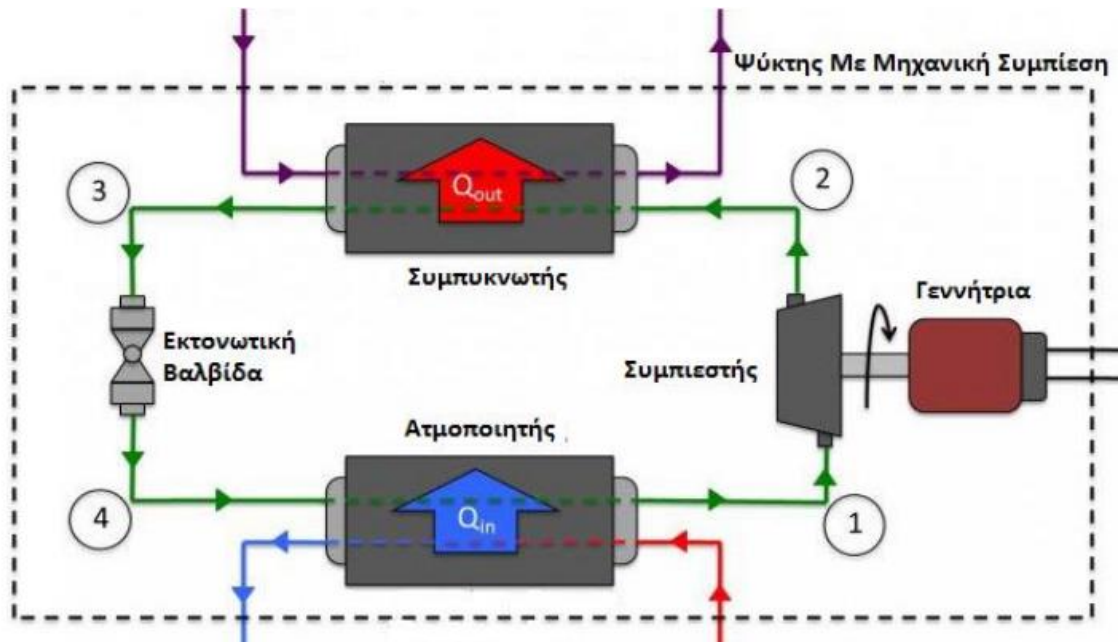
Κεφάλαιο 2: Ψύξη

2.1 Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού

Η απλούστερη και συγχρόνως η πιο διαδεδομένη μέθοδος παραγωγής ψύξης στηρίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσεως ενός σώματος, συνήθως πτητικού και των θερμικών συναλλαγών που συνοδεύουν τη μεταβολή αυτή. Συνήθως αξιοποιείται η μετάβαση ενός πτητικού ρευστού από την υγρή στην αέρια φάση (ατμοποίηση), με πρόσδοση της εκάστοτε απαιτούμενης θερμότητας ατμοποίησης. Κατά την αντίστροφη διεργασία (συμπύκνωση), είναι αναγκαία η αποβολή της θερμότητας συμπυκνώσεως. Η θερμότητα ατμοποίησης λαμβάνεται γενικά από το άμεσο περιβάλλον, στο οποίο πραγματοποιείται η αλλαγή φάσεως του υπόψη πτητικού ρευστού, με αποτέλεσμα την επίτευξη της εκάστοτε επιθυμητής ψύξης στο συγκεκριμένο περιβάλλον.

Η πιο συνηθισμένη διάταξη που χρησιμοποιείται για την παραγωγή ψύξης είναι το σύστημα με μηχανική συμπίεση ατμών. Αξίζει να σημειωθεί ότι στις συσκευές αυτές το αποθηκευτικό δοχείο του ψυκτικού μέσου δεν επικοινωνεί με το άμεσο περιβάλλον με αποτέλεσμα να μην παρατηρούνται απώλειες στην ποσότητα αυτού. Η λειτουργία αυτών των συσκευών είναι η συνεχή συλλογή και επαναχρησιμοποίηση του ήδη ατμοποιηθέντος ψυκτικού μέσου και στη συνέχεια η συμπύκνωση του σε υγρή φάση. Αφότου ολοκληρωθεί η διεργασία αυτή γίνεται ανατροφοδοσία του εργαζόμενου μέσου στο δοχείο εξάτμισης.

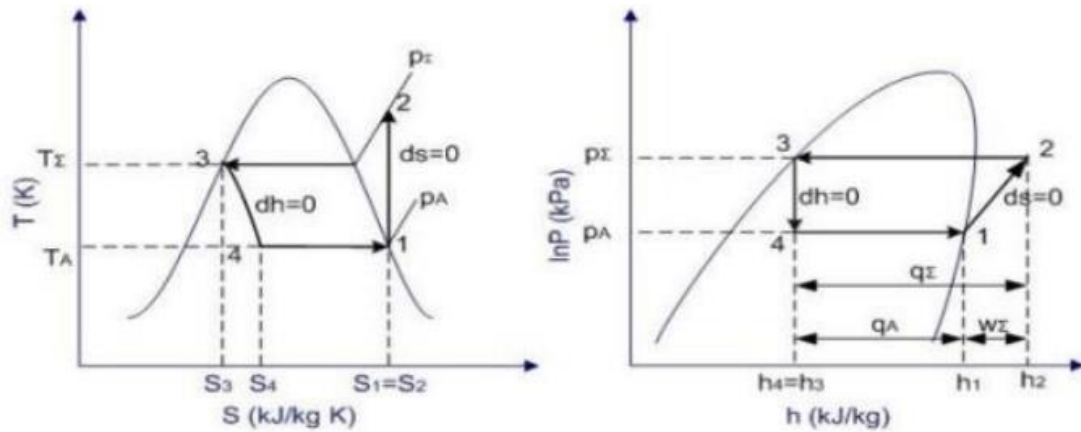
Τα κύρια εξαρτήματα του προαναφερθέντος συστήματος αποτελούν ο ατμοποιητής, ο συμπιεστής, ο συμπυκνωτής και η εκτονωτική βαλβίδα. Βασική προϋπόθεση για την επίτευξη της ψύξης και της συμπύκνωσης του ψυκτικού μέσου είναι η ύπαρξη σώματος ή ρεύματος χαμηλότερης θερμοκρασίας που ερχόμενο σε επαφή θα επιφέρει την επιθυμητή μείωση της θερμοκρασίας του. Στην πλειονότητα των περιπτώσεων επιλέγεται ως ψυχρό μέσο το περιβάλλον. Συνεπώς θα πρέπει η θερμοκρασία συμπύκνωσης των ατμών να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Τόσο το είδος του ψυκτικού μέσου όσο και η θερμοκρασία του περιβάλλοντος προς το οποίο αποβάλλεται η θερμότητα κατά τη συμπύκνωση, ορίζουν την πίεση του ψυκτικού μέσου κατά τη διεργασία της συμπυκνώσεως. Η πίεση στην οποία παράγεται η εκάστοτε ψύξη μιας ψυκτικής μηχανής, δηλαδή η πίεση κατά την ατμοποίηση είναι πάντοτε υψηλότερη από την πίεση συμπυκνώσεως. Έτσι κρίνεται αναγκαίο, η λήψη κατάλληλων μέτρων για τη μεταφορά του ατμού του ψυκτικού μέσου από τη χαμηλή πίεση ατμοποίησης στην υψηλή πίεση συμπυκνώσεως. Για την ικανοποίηση της παραπάνω προϋπόθεσης, γίνεται χρήση ενός μηχανικού συμπιεστή ο οποίος τοποθετείται μετά τον ατμοποιητή και πριν τον συμπυκνωτή. Με το πέρας της διαδικασίας της συμπυκνώσεως το ψυκτικό μέσο βρίσκεται σε υγρή μορφή και σε πίεση αρκετά υψηλότερη από την πίεση ατμοποίησης, γεγονός που εμποδίζει την ομαλή λειτουργία του συστήματος. Έτσι κρίνεται αναγκαία η παρεμβολή κατάλληλης διάταξης για την μείωση της πίεσης. Προς αποφυγή επιβαρύνσεως της εγκαταστάσεως με ένα επιπλέον σύνθετο στοιχείο και με ένα πρόσθετο κόστος επιλέγεται η εφαρμογή μιας απλής διάταξης στραγγαλισμού της πίεσης μέσω μιας εκτονωτικής βαλβίδας. Παρακάτω παρατίθεται ο θεωρητικός ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση ατμών και γίνεται εκτεταμένη ανάλυση της λειτουργίας του συστήματος [2.1].



Εικόνα 2.1 Θεωρητικός ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση ατμού [2.1]

Το ψυκτικό υγρό κατάστασης 4 εισέρχεται στον ατμοποιητή, όπου θερμαίνεται σε χαμηλή θερμοκρασία προκαλώντας την απορρόφηση θερμότητας από τον περιβάλλοντα χώρο. Στην έξοδο του ατμοποιητή το ψυκτικό μέσο βρίσκεται εξ'ολοκλήρου υπό μορφή κορεσμένου ατμού και μέσω της γραμμής αναρροφήσεως οδηγείται στον συμπιεστή. Όπως ήδη έχει αναφερθεί, ο ρόλος του συμπιεστή είναι αφενός να διαχωρίζει την πλευρά χαμηλής πίεσης της διάταξης από την υψηλή αφετέρου να αφαιρεί τον ατμό από τον ατμοποιητή ώστε να διασφαλίζει τη διατήρηση σε χαμηλές θερμοκρασίες του σημείου βρασμού του ψυκτικού μέσου. Επιπροσθέτως, συμπιέζει τον ατμό χαμηλής θερμοκρασίας μετατρέποντάς τον σε υπέρθερμο ατμό υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης. Ύστερα ο ψυκτικός ατμός καταστάσεως 2, οδηγείται μέσω της γραμμής κατάθλιψης στον συμπυκνωτή. Ο συμπυκνωτής αποσκοπεί στην αλλαγή φάσης του υπέρθερμου ψυκτικού μέσου σε κορεσμένο ή υπόψυκτο υγρό, καθώς η υψηλή πίεση που επικρατεί αυξάνει το σημείο βρασμού και παρατηρείται απομάκρυνση θερμότητας προς το περιβάλλον [2.2]. Το συμπυκνωμένο ψυκτικό μέσο υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας περνάει μέσω μιας εκτονωτικής διάταξης για την μείωση των προαναφερθέντων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του και τη μετατροπή του σε διφασικό μείγμα καταστάσεως 4. Η εκτόνωση αποτελεί το τελευταίο στάδιο του κύκλου με το ψυκτικό μέσο να επιστρέφει στην είσοδο του ατμοποιητή.

Στο σημείο αυτό κρίνεται χρήσιμο η παρουσίαση των θερμοδυναμικών μεταβολών του θεωρητικού ψυκτικού κύκλου με μηχανική συμπίεση ατμών στα διαγράμματα T-S και P-h. Η μεταβολή 1→2 πρόκειται για μία αδιαβατική συμπίεση κατά την οποία ο κορεσμένος ατμός χαμηλής πίεσης εξέρχεται από τον ατμοποιητή και εισέρχεται στον συμπιεστή όπου παρατηρείται μείωση του ειδικού όγκου και ταυτόχρονη αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσής του. Στη μεταβολή 2→3 αντιστοιχεί η ισόθλιπτη απόρριψη θερμότητας προς το περιβάλλον κατά την είσοδο του υψηλού πίεσης ψυκτικού ατμού στο συμπυκνωτή. Η μεταβολή 3→4 είναι ισενθαλπική εκτόνωση κατά την οποία το ψυκτικό υγρό διερχόμενο από την εκτονωτική διάταξη μειώνεται η θερμοκρασία και η πίεσή του. Το τελικό στάδιο αποτελεί η ισόθλιπτη απορρόφηση θερμότητας του ψυκτικού μέσου (μεταβολή 4→1) από το περιβάλλον παρέχοντας έτσι την επιθυμητή ψύξη.



Εικόνα 2.2 Θερμοδυναμικές μεταβολές στα διαγράμματα T-S και P-h του ιδανικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών [2.3]

Η ψύξη που επιτυγχάνεται με τον ατμοποιητή, ανηγμένη στη μονάδα μάζας του εκάστοτε ψυκτικού μέσου που χρησιμοποιείται στην ψυκτική διάταξη, καλείται ψυκτική ικανότητα q_ψ και ισούται με την ενθαλπική διαφορά των σημείων 1 και 4. Σχηματικά παριστάνεται με την επιφάνεια ($S_41S_1S_4$). Η διαφορά αυτή παριστά και την ανά μονάδα ρεύματος μάζας ψυκτικού μέσου ανηγμένη ψυκτική ισχύ Q_ψ [2.1]:

$$q_\psi = \frac{Q_\psi}{\dot{m}} = h_1 - h_4, \quad (2.1.1)$$

Το ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου απαιτούμενο θεωρητικό μηχανικό έργο W_{th} , που απαιτείται για την συμπίεση των ατμών του ψυκτικού μέσου από τη κατάσταση 1 στην κατάσταση 2, ισούται με τη διαφορά των ενθαλπιών (h_2-h_1). Γραφικά παριστάνεται από την επιφάνεια ($S_3214S_4S_3$). Η διαφορά αυτή των ενθαλπιών παριστά και την ανά μονάδα ρεύματος μάζας ψυκτικού μέσου ανηγμένη θεωρητική μηχανική ισχύ P_{th} που απαιτείται για τη συγκεκριμένη συμπίεση [2.1]:

$$W_{th} = \frac{P_{th}}{\dot{m}} = h_2 - h_1, \quad (2.1.2)$$

Στην περίπτωση των ψυκτικών μηχανών ο συντελεστής της ποιοτικής σύγκρισής τους, ο οποίος καλείται θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς COP_{th} (Coefficient of Performance) ισούται με [2.1]:

$$COP_{th} = \frac{q_\psi}{W_{th}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}, \quad (2.1.3)$$

Ευρύτερα χρησιμοποιείται και ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς ή απλά συντελεστής συμπεριφοράς COP, ο οποίος ορίζεται με τη βοήθεια του ανηγμένου πραγματικού μηχανικού έργου W_{ef} , που προσδίδεται στην άτρακτο του μηχανικού συμπιεστή, αντί του θεωρητικού W_{th} [2.1]:

$$COP = \frac{q_\psi}{W_{ef}}, \quad (2.1.4)$$

Στον συντελεστή αυτό λαμβάνονται υπόψη και όλες οι πάσης φύσεως απώλειες του συμπιεστή της ψυκτικής εγκατάστασης.

Όσον αφορά τους ηλεκτροκίνητους κλειστούς συμπιεστές, για τον ορισμό του συντελεστή συμπεριφοράς χρησιμοποιείται συνήθως η ηλεκτρική ισχύς P_{el} , η οποία προσδίδεται στους ακροδέκτες του ηλεκτροκινητήρα κινήσεως του συμπιεστή. Στον ορισμό αυτόν

περιλαμβάνονται και οι απώλειες του ηλεκτροκινητήρα. Ο συντελεστής αυτός καλείται ακροδεκτικός συντελεστής συμπεριφοράς COP_{el} και ισχύει [2.1]:

$$COP_{el} = \frac{Q_{\psi}}{P_{el}}, \quad (2.1.5)$$

Μια ιδανική ψυκτική διάταξη, για την επίτευξη της μεγαλύτερης δυνατής οικονομίας μηχανικού έργου συμπίεσης και της μεγαλύτερης δυνατής απόδοσης ψύξης, θα έπρεπε να εργάζεται με ανάστροφο κύκλο Carnot. Στην πράξη όμως αυτό είναι ανέφικτο καθώς ο συγκεκριμένος κύκλος αποτελεί μία μορφή τέλειου ψυκτικού κύκλου που δεν μπορεί να υλοποιηθεί στην πραγματικότητα. Παρόλα αυτά, συμβάλλει στη σύγκριση μεταξύ των πραγματικών ψυκτικών κύκλων, ώστε να έχουμε μια εικόνα της εκάστοτε επιτευχθείσας προσέγγισης προς τον θεωρητικά τέλειο κύκλο. Ο ιδανικός αυτός κύκλος θεωρείται ότι εργάζεται μεταξύ των θερμοκρασιών ατμοποίησης T_A και συμπυκνώσεως T_{Σ} και ισχύει [2.1]:

$$COP_c = \frac{T_A}{T_{\Sigma} - T_A}, \quad (2.1.6)$$

Από την παραπάνω σχέση γίνεται εύκολα αντιληπτό, ότι όσο αυξάνει η θερμοκρασιακή διαφορά ($T_{\Sigma} - T_A$) τόσο ελαττώνεται ο συντελεστής συμπεριφοράς COP_c .

Ο λόγος του θεωρητικού συντελεστή συμπεριφοράς ενός ψυκτικού κύκλου ως προς τον συντελεστή διαφοράς του αντίστοιχου ψυκτικού κύκλου Carnot καλείται θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης ως προς κύκλο Carnot E_c και δίνεται από τη σχέση [2.1]:

$$ECOP = \frac{COP_{th}}{COP_c}, \quad (2.1.7)$$

Λόγω της υπερθερμάνσεως του ατμού κατά τη συμπίεση του και των απωλειών του στραγγαλισμού πίεσεως κατά την εκτόνωσή του ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς ενός ψυκτικού κύκλου είναι πάντοτε μικρότερος από τον αντίστοιχο συντελεστή συμπεριφοράς Carnot. Έτσι ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot είναι μικρότερος της μονάδας. Ακόμα και σε περιπτώσεις ψυκτικών εγκαταστάσεων κλιματισμού, στις οποίες η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπυκνώσεως είναι σχετικά μικρή, ο βαθμός αυτός για διάφορα ψυκτικά μέσα δεν υπερβαίνει την τιμή 0,8 έως 0,9.

2.2 Ψυκτικά μέσα

Ως ψυκτικά μέσα θεωρούνται τα σώματα, τα οποία υπό κανονική ατμοσφαιρική πίεση παρουσιάζουν θερμοκρασία ατμοποίησης χαμηλότερη της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Επιπλέον, απαραίτητη προϋπόθεση για τον παραπάνω χαρακτηρισμό είναι η διάθεση ιδιοτήτων τέτοιων ώστε να είναι εφικτή η εκμετάλλευση της χαμηλής αυτής θερμοκρασίας ατμοποίησης για την παραγωγή βιομηχανικής ψύξης. Το τεράστιο φάσμα εφαρμογών της βιομηχανικής ψύξης σε συνδιασμό με την επιτακτική ανάγκη βελτίωσης της λειτουργίας των ψυκτικών εγκαταστάσεων, σε διαφορετικές κάθε φορά συνθήκες λειτουργίας, αποτελούν την αιτία ύπαρξης των διάφορων ψυκτικών μέσων, καθένα από τα οποία ενδείκνυται για συγκεκριμένες εφαρμογές [2.1].

Η εξασφάλιση της αποδοτικής και ασφαλούς λειτουργίας της ψυκτικής εγκατάστασης αποτελεί κύρια φροντίδα στην επιλογή του κατάλληλου ψυκτικού μέσου. Επομένως, οι απαιτήσεις σε ότι αφορά στις ιδιότητες των ψυκτικών μέσων είναι υψηλές. Πιο συγκεκριμένα, οι κυριότερες αυτών είναι [2.1]:

- Χημική ευστάθεια σε ολόκληρη την περιοχή λειτουργίας των θερμοκρασιών και των πιέσεων της εφαρμογής τους.
- Χημική αδράνεια έναντι των υλικών της εκάστοτε εγκατάστασης, των λιπαντικών ελαίων, των υδρατμών και του οξυγόνου του αέρα.
- Μη τοξικότητα για την ασφάλεια των εργαζομένων καθώς επίσης πρέπει να είναι άοσμα και άγευστα σε περιπτώσεις συντήρησης τροφίμων διότι ελλοψεύει κίνδυνος αλλοίωσης τους σε τυχόν διαρροή.
- Το σημείο πήξεως του ψυκτικού μέσου πρέπει να είναι σημαντικά χαμηλότερο από το κάτω όριο της περιοχής των θερμοκρασιών λειτουργίας της ψυκτικής εγκατάστασης, προς αποφυγή φραξίματος των σωληνώσεων. Παράλληλα η κρίσιμη θερμοκρασία, δηλαδή η θερμοκρασία πέρα από την οποία ένα αέριο δεν μπορεί να υγροποιηθεί με συμπίεση, πρέπει να είναι αρκετά υψηλή, ώστε να είναι δυνατή η συμπύκνωση του στοιχείου συμπυκνώσεως και σε ακραίες συνθήκες περιβάλλοντος.
- Η πίεση συμπυκνώσεως ενός ψυκτικού μέσου, δεν πρέπει να είναι υπερβολικά υψηλή για την αποφυγή βαριών εγκαταστάσεων και κατασκευών καθώς επίσης και για τυχόν διαρροές του ψυκτικού μέσου. Αντιθέτως, η πίεση ατμοποίησης οφείλει να μην κυμαίνεται σε υπερβολικά χαμηλές τιμές για την αποφυγή δημιουργίας υψηλού κενού εντός του στοιχείου ατμοποίησης. Το παραπάνω γεγονός θα είχε αρνητικό αντίκτυπο στην στεγανότητα της εγκατάστασης με κίνδυνο διεύδυσης υγρασίας με τον ατμοσφαιρικό αέρα. Επιπλέον, η χαμηλή θερμοκρασία ατμοποίησης επιφέρει αύξηση του ειδικού όγκου του ψυκτικού μέσου που αναρροφάται από τον συμπιεστή που οδηγεί σε μεγαλύτερες διαστάσεις συμπιεστή, για να μπορεί να διακινηθεί η ίδια μάζα ψυκτικού μέσου στην διάταξη.

2.3 Ψυκτικές διατάξεις απορρόφησης

Η παραγωγή ψυκτικής ισχύος στις διατάξεις απορρόφησης επιτυγχάνεται με την εκμετάλλευση του φαινομένου της ατμοποίησης, όπως και στις διατάξεις μέσω συμπίεσης του ατμού. Έτσι, για την ομαλή και συνεχή λειτουργία της εγκατάστασης απαιτείται επαναχρησιμοποίηση του ψυκτικού μέσου και της αντίστοιχης συμπύκνωσής του. Στη διάταξη αυτή χρησιμοποιούνται δύο εργαζόμενα σώματα, το ψυκτικό μέσο και το μέσο απορροφήσεως. Η ειδοποιός διαφορά των δύο αυτών διατάξεων έγκειται στη μη χρήση οποιουδήποτε συμπιεστού ατμού ψυκτικού μέσου. Για την αύξηση της πίεσης του ψυκτικού μέσου από την χαμηλή πίεση ατμοποίησης στην υψηλή πίεση συμπυκνώσεως χρησιμοποιείται το φαινόμενο της απορροφήσεως. Λόγω της απορροφήσεως αυτής του ατμοποιηθέντος ψυκτικού μέσου από το μέσο απορροφήσεως συναντάται υγρό διάλυμα στην χαμηλή πίεση και όχι ατμός, το οποίο πρέπει να μεταφερθεί στην υψηλή πίεση. Αυτό επιτυγχάνεται είτε με τη βοήθεια μηχανικής αντλίας είτε με τη χρήση κατάλληλης θερμοσιφωνικής αντλίας. Η δεύτερη περίπτωση βρίσκει εφαρμογή σε διατάξεις με αδρανές αέριο και δεν απαιτείται καμία μηχανική ενέργεια. Ακόμη και στην περίπτωση που γίνεται χρήση μηχανικής αντλίας, η μηχανική ενέργεια που απαιτείται είναι μηδαμινή σε σύγκριση με εγκαταστάσεις με μηχανικό συμπιεστή.

Χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών διατάξεων απορροφήσεως είναι ότι όλη η παραγόμενη ψυκτική ισχύ εξασφαλίζεται μέσω της θερμικής ενέργειας. Ο εκ νέου διαχωρισμός του ψυκτικού μέσου από το μέσο απορροφήσεως στην υψηλή πλέον πίεση όπου βρίσκονται επιτυγχάνεται με την πρόσδοση θερμικής ενέργειας. Πιο συγκεκριμένα, ο διαχωρισμός αυτός εξασφαλίζεται με βρασμό και κλασματική απόσταξη και η προσοδιδόμενη

Θερμική ενέργεια προέρχεται στην πληθώρα των περιπτώσεων από υδρατμό . Όταν λοιπόν συμβαίνει κατά αυτόν τον τρόπο η πρόσδοση, η θερμοκρασία της διατιθέμενης θερμότητας καθορίζεται από την πίεση του ατμού. Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να τονισθεί ότι όσο υψηλότερη θερμοκρασία έχει η θερμότητα που προσδίδεται, τόσο χαμηλότερη θερμοκρασία ατμοποίησης μπορεί να επιτευχθεί στην ψυκτική διάταξη [2.1].

2.4 Σύγκριση μεθόδων στις ψυκτικές διατάξεις απορρόφησης

Τα συνήθη εργαζόμενα μέσα σε ψυκτικές διατάξεις απορρόφησης είναι νερό/LiBr και NH₃/νερό. Η χρήση του μίγματος νερό/LiBr συναντάται κυρίως σε εφαρμογές κλιματισμού [2.4], ενώ το ζευγάρι NH₃/νερό αποτελεί αξιόπιστη λύση τόσο σε εφαρμογές κλιματισμού όσο και ψύξης [2.5]. Επιπλέον, μία σημαντική διαφορά αποτελεί η πολυπλοκότητα κατασκευής των συγκεκριμένων διατάξεων. Το γεγονός ότι τόσο η αμμωνία όσο και το νερό είναι πτητικά, κρίνεται αναγκαία η χρήση μιας στήλης αναβελτίωσης (Rectifier), ρόλος της οποίας είναι η αποτροπή εισόδου του ατμοποιημένου νερού στον ατμοποιητή. Λεπτερομέστερα, ένα μέρος του νερού ατμοποιείται στην ατμογεννήτρια και οι παραγόμενοι υδρατμοί οδηγούνται προς το συμπυκνωτή και εν συνεχεία στον ψύκτη. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη συσσώρευση των υδρατμών στον ψύκτη που διαλύουν την υγρή αμμωνία και την παρασύρουν έξω από τον ψύκτη. Έτσι, δεν επιτυγχάνεται αλλαγή φάσης ενός μέρους της αμμωνίας, φαινόμενο το οποίο επιδρά αρνητικά στο βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης και κατά επέκταση στην παραγόμενη ψύξη. Αντιθέτως στις διατάξεις νερού/LiBr, λόγω της μη πτητικότητας του LiBr, δεν παράγονται ατμοί και δεν υπάρχει ο παραπάνω κίνδυνος, οδηγώντας σε μια πιο απλή κατασκευή χωρίς τη στήλη αναβελτίωσης να είναι αναγκαία [2.6].

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, οι διατάξεις νερού/LiBr, περιορίζονται κυρίως σε εφαρμογές κλιματισμού καθώς ο ατμοποιητής δεν μπορεί να λειτουργήσει αποδοτικά σε θερμοκρασίες κάτω από 5°C [2.6]. Ο περιορισμός οφείλεται στο γεγονός ότι το νερό, που χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο, στερεοποιείται στους 0 °C. Σε αντίθεση, με τη χρήση του ζευγαριού NH₃/νερού, όπου μπορεί να επιτευχθούν θερμοκρασίες παραγωγής ψυκτικής ισχύος μέχρι και -70°C [2.1]. Βέβαια, οι διατάξεις νερού/LiBr διαθέτουν υψηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς, ο οποίος κυμαίνεται μεταξύ 0.6-0.8, σε σχέση με τις διατάξεις NH₃/νερού όπου ο αντίστοιχος συντελεστής συμπεριφοράς δεν υπερβαίνει το 0.7 [2.6].

Βιβλιογραφία 2^{ου} Κεφαλαίου

- [2.1] Σ. Χατζηδάκης, “Σημειώσεις Ψύξης Και Β Μέρος”, Αθήνα 2003
- [2.2] Β. Παπαευθυμίου, “Ψυκτικές και Κλιματιστικές Εγκαταστάσεις Ισχύος”, Αθήνα 2006
- [2.3] Ε. Κορωνάκη, “Συστήματα Βιομηχανικής Ψύξης”, Αθήνα Οκτώβριος 2015
- [2.4] E. Bellos, C. Tzivanidis, Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates, Applied Thermal Engineering 2017;126:809-821
- [2.5] S.A.M. Said, K. Spindler, M.A. El-Shaarawi, M.U. Siddiqui, F. Schmid, B. Bierling, M.M.A. Khan, Design, construction and operation of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system in Saudi Arabia, International Journal of Refrigeration 2016;62:222-231
- [2.6} Recent Patents in Absorption Cooling Systems Sotiris Kalogirou

Κεφάλαιο 3: Εξεταζόμενο σύστημα

3.1 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Ο τομέας της ενέργειας, όπως έχει ήδη αναφερθεί, βρίσκεται σε κρίσιμη κατάσταση. Η ανεξέλεγκτη χρήση των ορυκτών πόρων και η κλιματική αλλαγή σε συνδιασμό με την αυξανόμενη τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας αποτελούν τους σοβαρότερους λόγους που καθιστούν την εκμετάλλευση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας ως τη μοναδική λύση για την αντιμετώπιση αυτής της κατάστασης [3.1-3.2]. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να αξιοποιηθεί από μία πληθώρα εφαρμογών για ηλεκτροπαραγωγή, με την χρήση φωτοβολταϊκών πάνελ, καθώς επίσης και για παραγωγή θερμότητας με τη βοήθεια θερμικών συλλεκτών [3.3]. Στις εφαρμογές αυτές ανήκουν και τα συστήματα απορρόφησης ως η συνηθέστερη επιλογή για την παραγωγή ψύξης εκμεταλλεύοντας την ηλιακή ακτινοβολία [3.4]. Ένα σημαντικό ποσοστό της βιβλιογραφίας σχετικά με την παραγωγή ψύξης καλύπτεται από μελέτες που επικεντρώνονται στους ψύκτες απορρόφησης [3.5], στους ψύκτες προσρόφησης [3.6], καθώς και σε συστήματα με αποξηραντικούς τροχούς σε συνδιασμό με ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες [3.7].

Μία ενδιαφέρουσα ιδέα σχετικά με την προηγούμενη βιβλιογραφία αποτελεί και η χρήση συγκεντρωτικών συλλεκτών σε συνδιασμό με διατάξεις απορρόφησης. Οι Velázquez et al. [3.8] διερεύνησαν τη χρήση γραμμικών ανακλαστήρων Fresnel σε έναν τέτοιο συνδιασμό με εργαζόμενο ζεύγος $\text{NH}_3/\text{νερό}$. Διαπίστωσαν ότι η συγκεκριμένη διάταξη, στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας, αποδίδει μέγιστο συντελεστή συμπεριφοράς ίσο με 0.54 και δήλωσαν ότι αυτός ο σχεδιασμός είναι 18% αποτελεσματικότερος από τον αντίστοιχο με εργαζόμενο ζεύγος νερό/LiBr. Επίσης, οι Weber et al. [3.9] εξέτασαν ένα σύστημα με LFR σε συνδιασμό με έναν ψύκτη απορρόφησης που παρουσίαζε COP 0.6 χρησιμοποιώντας το ίδιο ψυκτικό μέσο και μέσο απορρόφησης όπως και προηγουμένως. Στα αποτελέσματα στα οποία κατέληξαν έδειξαν ότι η συνολική απόδοση του συστήματος είναι χαμηλότερη από 0.3 λόγω των υψηλών οπτικών απωλειών που περιόριζαν τη μέση απόδοση ηλιακής μετατροπής. Αξιοσημείωτες έρευνες έχουν διεξαχθεί και με τη χρήση συγκεντρικών συλλεκτών με παραβολοειδές κάτοπτρο (PTC) σε αντίστοιχες διατάξεις και εργαζόμενα ζεύγη. Πιο συγκεκριμένα, οι Dai et al. [3.10] και οι Pandya et al. [3.11] επιδόθηκαν σε τέτοιες έρευνες, με τους τελευταίους να καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι οι PTC αποτελούν τους πιο αποδοτικούς συλλέκτες ύστερα από μία συγκριτική μελέτη μεταξύ διαφορετικών ηλιακών τεχνολογιών σε συνδιασμό με ψυκτικές διατάξεις απορρόφησης και εργαζόμενο ζεύγος $\text{NH}_3/\text{νερό}$.

3.2 Περιγραφή εξεταζόμενου συστήματος

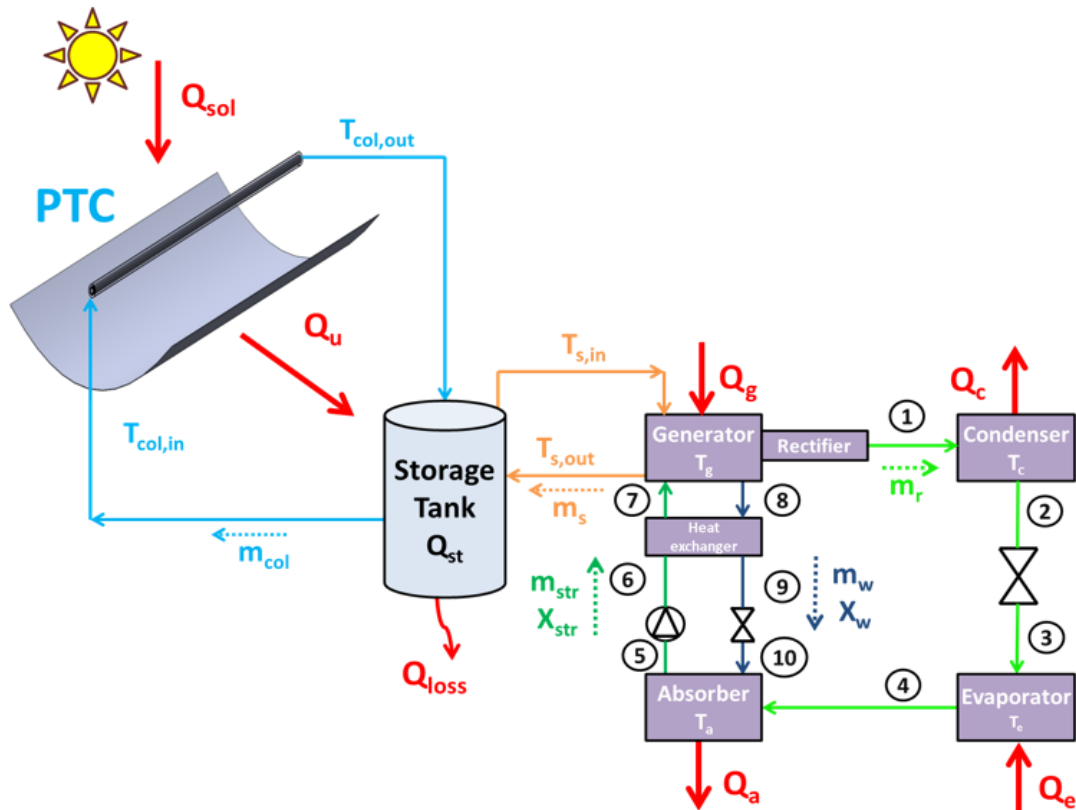
Στην προηγούμενη υποενότητα καθίσταται σαφές το ενδιαφέρον που παρουσιάζουν οι ψυκτικές διατάξεις απορρόφησης σε συνδιασμό με συγκεντρικούς παραβολικούς συλλέκτες τύπου PTC. Το ενδιαφέρον αυτό αυξάνεται σημαντικά στην περίπτωση που το εργαζόμενο ζεύγος είναι $\text{NH}_3/\text{νερό}$. Έτσι, αντικείμενο αυτής της μελέτης αποτελεί η λεπτομερής ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση ενός συστήματος με PTC και ενός μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης χρησιμοποιώντας $\text{NH}_3/\text{νερό}$ ως εργαζόμενο ζεύγος. Η καινοτομία και η σημασία αυτής της μελέτης βασίζεται στην διερεύνηση τόσο των ηλιακών όσο και των ψυκτικών συστημάτων της διάταξης. Επιπλέον, η λεπτομερή ετήσια ανάλυση των κλιματικών συνθηκών της Αθήνας συμβάλλει σημαντικά στην όλη έρευνα. Ύστερα από τη βιβλιογραφική ανασκόπηση που προηγήθηκε δεν βρέθηκε καμία έρευνα που να προσεγγίζει τη συγκεκριμένη διάταξη με τόσο διεξοδικό τρόπο, γεγονός που καθιστά τα

αποτελέσματα αυτής της ανάλυσης άκρως επικουρικά στη σωστή αξιολόγηση του μελετημένου συστήματος και στο σχεδιασμό αυτού στην Ελλάδα σε τοποθεσίες με παρόμοιο ηλιακό δυναμικό. Η ανάπτυξη προσεγγιστικών τύπων που εφαρμόστηκαν σχετικά με το COP, την εξεργειακή αποτελεσματικότητα του συστήματος και την εύρεση της βέλτιστης θερμοκρασίας της γεννήτριας για διάφορες συνθήκες λειτουργίας, αποτελούν πυλώνες για τον σχεδιασμό μελλοντικών συστημάτων. Η θερμοδυναμική και η δυναμική ανάλυση του ανεπτυγμένου μοντέλου διεξάγεται με τη χρήση του λογισμικού Engineering Equation Solver (EES) και τη γλώσσα προγραμματισμού της Matlab αντίστοιχα, ενώ τα αποτελέσματα επικυρώνονται βάσει σχετικής βιβλιογραφίας.

Πιο συγκεκριμένα, στην παρούσα μελέτη ο προσανατολισμός του ηλιακού συλλέκτη PTC είναι με κατεύθυνση Νότου-Βορρά, παρακολουθώντας τον ήλιο από την Ανατολή προς τη Δύση. Το χρησιμοποιούμενο μοντέλο είναι EuroTrough [3.12] ενώ το εργαζόμενο υγρό στο κύκλωμα είναι θερμικό έλαιο για την ασφαλή λειτουργία του σε υψηλές θερμοκρασίες. Το Therminol VP1 [3.13], επιλέγεται ως μία αξιόπιστη λύση για θερμικά ηλιακά συστήματα καθώς δίνεται η δυνατότητα να λειτουργούν σε θερμοκρασίες μέχρι και 400°C χωρίς να παρουσιάζουν κανένα πρόβλημα στην ομαλή λειτουργία της διάταξης. Σημειώνεται, ότι σε αυτές τις συνθήκες λειτουργίας το υπόψιν εργαζόμενο υγρό δεν αλλάζει φάση. Ο ειδικός ρυθμός μάζας στον ηλιακό συλλέκτη επιλέχθηκε να ισούται με $0.02 \text{ kg s}^{-1}\text{m}^2$, τιμή που θεωρείται λογική σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [3.14].

Η επόμενη συσκευή που ακολουθεί στην διάταξη είναι η δεξαμενή αποθήκευσης, ρόλος της οποίας είναι να αποθηκεύει την παραγόμενη θερμότητα από τον ηλιακό συλλέκτη αυξάνοντας την θερμοκρασία του θερμικού ελαίου. Το σχήμα της επιλέγεται να είναι κυλινδρικό με διάμετρο ίση με το ύψος της. Επιπλέον, υπάρχει ένα μονωτικό στρώμα στην εξωτερική επιφάνεια της δεξαμενής αποθήκευσης με συντελεστή θερμικών απωλειών (U_T) ίσο με $0.5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, όπου περιλαμβάνονται απώλειες αγωγής, συναγωγής και ακτινοβολίας [3.15].

Τελευταία συσκευή που ολοκληρώνει το σύστημα αποτελεί ο μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης που λειτουργεί αξιοποιώντας την θερμότητα από την δεξαμενή. Το εξεταζόμενο σύστημα χρησιμοποιεί NH_3 /νερό με την αμμωνία να αποτελεί το ψυκτικό μέσο, το οποίο μπορεί να παράξει ψύξη σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών ακόμη και υπό των 0°C. Στην διάταξη αυτή περιλαμβάνεται και μία στήλη αναβελτίωσης (Rectifier), όπως συνηθίζεται σε τέτοιες περιπτώσεις όπως έχει ήδη αναφερθεί. Παρακάτω παρατίθεται χαρακτηριστική εικόνα του εξεταζόμενου συστήματος.



Εικόνα 3.1 Εξεταζόμενο σύστημα ηλιακής ψύξης

3.3 Μαθηματικό μοντέλο

Στην υποενότητα αυτή δίνονται οι σχετικοί τύποι που χρησιμοποιήθηκαν για τους βασικούς υπολογισμούς στο ηλιακό σύστημα, στην δεξαμενή αποθήκευσης και στον ψύκτη απορρόφησης.

3.3.1 Μετεωρολογικά δεδομένα

Τα μετεωρολογικά δεδομένα στην παρούσα μελέτη αφορούν τις κλιματικές συνθήκες της Αθήνας, Ελλάδα (37°59'N, 23°44'E). Σύμφωνα με τα πρότυπα της ASHRAE επιλέγεται η 21^η ημέρα κάθε μήνα για την υλοποίηση των υπολογισμών ορισμένων παραμέτρων. Η γωνία κλίσης της ηλιακής ακτινοβολίας δίνεται από την παρακάτω εξίσωση [3.16]. Η παράμετρος «Ημέρα» αντιστοιχεί στον αριθμό ημέρας κάθε έτους ξεκινώντας από την 1^η Ιανουαρίου.

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{284 + \text{Ημέρα}}{365}\right), \quad (3.3.1)$$

Η θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της ημέρας δίνεται σύμφωνα με την εξίσωση 3.3.2 [3.15], όπου θεωρείται η μέγιστη θερμοκρασία στις 14:00 καθώς επίσης η παράμετρος $t_{h,max}$ επιλέγεται να ισούται με 14 ώρες.

$$T_{am} = T_{am,m} + \frac{DR}{2} \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{t_h - t_{h,max}}{24}\right), \quad (3.3.2)$$

Όπου:

- $T_{am,m}$: η μέση τιμή της θερμοκρασίας
- DR: η διακύμανση της θερμοκρασίας
- t_h : η χρονική στιγμή κατά τη διάρκεια της ημέρας σε ώρες

Η διάρκεια της ημέρας σε ώρες N_D υπολογίζεται από την σχέση:

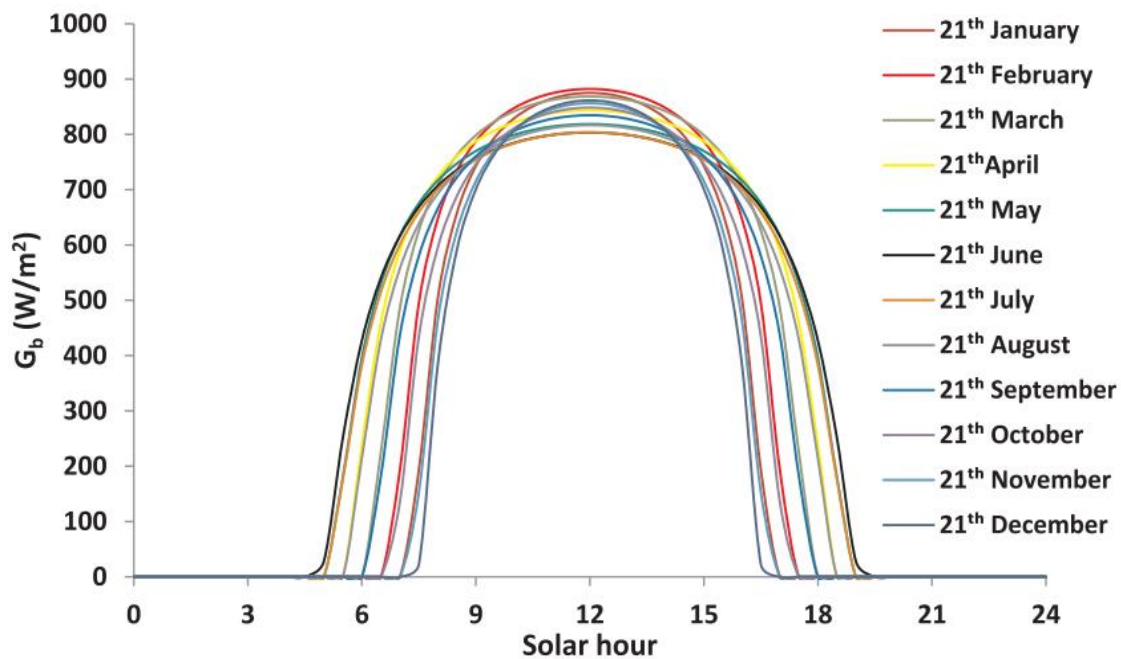
$$N_D = \frac{2}{15} \cdot \arccos(-\tan \varphi \cdot \tan \delta), \quad (3.3.3)$$

Η ημερήσια διακύμανση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας υπολογίζεται από την εξίσωση 3.3.6. Οι συντελεστές A και B λαμβάνονται για τις κλιματικές συνθήκες της Αθήνας σύμφωνα με την βιβλιογραφία [3.17]. Ο προσδιορισμός των παραπάνω συντελεστών είναι άκρως σημαντικός και πρέπει να τονισθεί ότι στην παρούσα μελέτη εξετάζονται οι μέσες ηλιόλουστες ημέρες κάθε έτους, καθώς σε αυτές λειτουργεί αποτελεσματικά ο PTC. Οι ηλιόλουστες μέρες από τον Ιανουάριο έως τον Δεκέμβριο είναι οι ακόλουθες: 13, 10, 15, 18, 20, 22, 29, 29, 20, 18, 17 και 15, αντίστοιχα [3.18]. Συνολικά υπάρχουν 226 ηλιόλουστες ημέρες κατά τη διάρκεια του έτους, που αποτελούν ένα λογικό αριθμό. Τα στατιστικά αυτά δεδομένα προέκυψαν ύστερα από τον υπολογισμό του μέσου μηνιαίου αριθμού ηλιόλουστων ημερών για τα τελευταία 5 χρόνια [3.19].

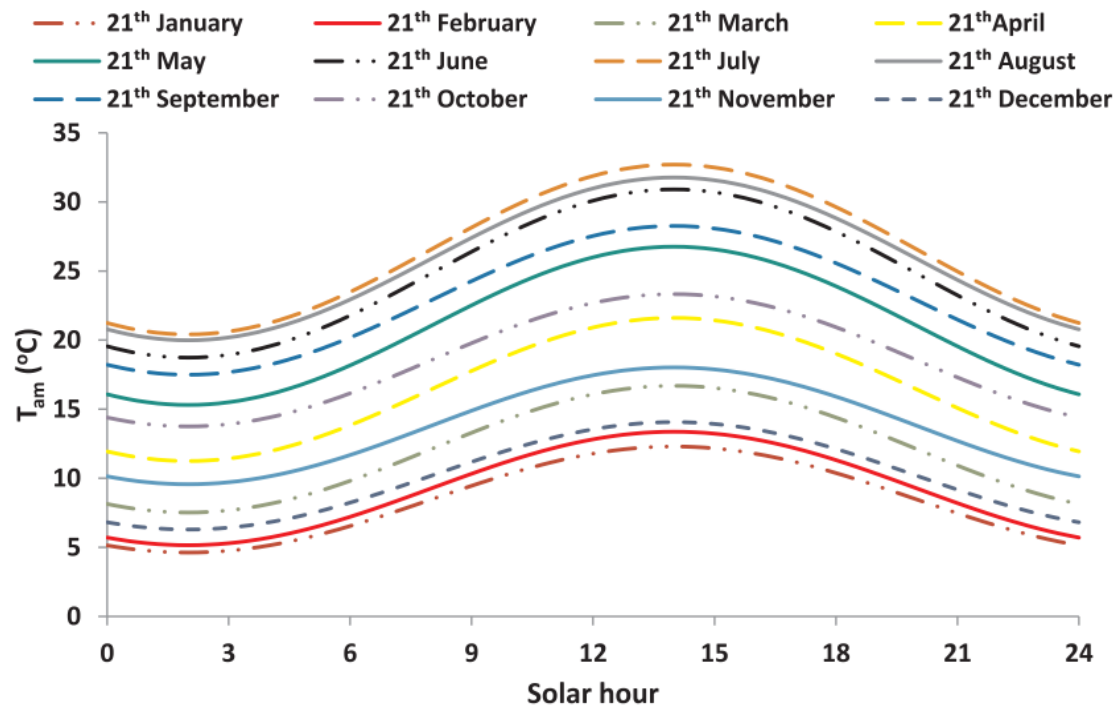
$$G_b = A \cdot \left[-\frac{B}{\cos(\varphi - \delta)} \right], \quad (3.3.4)$$

Η παραπάνω εξίσωση εφαρμόζεται για το χρονικό διάστημα από τις $(12:00 - N_D/2)$ έως $(12:00 + N_D/2)$ και η μέγιστη τιμή της παρατηρείται στις 12:00.

Τα διαγράμματα που ακολουθούν απεικονίζουν την ημερήσια διακύμανση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας για τις 12 εξεταζόμενες μέρες κάθε μήνα και τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Επίσης παρατίθεται συνοπτικός πίνακας για τις πιο σημαντικές μετεωρολογικές παραμέτρους.



Διάγραμμα 3.1 Ημερήσια διακύμανση άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας



Διάγραμμα 3.2 Ημερήσια θερμοκρασία περιβάλλοντος

Month	H_b (kWh/m ²)	H_{avail} (kWh/m ²)	$G_{b,max}$ (W/m ²)	A (W/m ²)	B (-)	$\cos(\theta_z)$ at 12:00	N_D (h)	$T_{am,m}$ (°C)	DR (°C)
January	6.729	3.896	875.05	1107.40	0.1243	0.5279	9.78	12.29	7.67
February	7.561	5.426	882.14	1091.82	0.1393	0.6531	10.81	13.35	8.21
March	8.280	7.081	868.54	1064.08	0.1600	0.7880	12.00	16.67	9.17
April	8.763	8.238	843.52	1033.22	0.1817	0.8955	13.23	21.59	10.36
May	9.026	8.775	818.68	1008.56	0.1985	0.9518	14.22	26.74	11.45
June	9.040	8.832	803.51	995.55	0.2074	0.9679	14.64	30.90	12.17
July	8.814	8.575	803.71	997.79	0.2062	0.9534	14.26	32.70	12.29
August	8.374	7.876	816.71	1015.14	0.1951	0.8969	13.25	31.77	11.78
September	7.764	6.582	834.61	1044.22	0.1761	0.7858	11.98	28.26	10.77
October	7.062	4.998	848.45	1077.09	0.1542	0.6461	10.75	23.33	9.57
November	6.416	3.669	856.46	1106.10	0.1339	0.5234	9.74	18.02	8.45
December	6.188	3.212	861.50	1116.91	0.1241	0.4779	9.36	14.06	7.77

Πίνακας 3.1 Μηνιαίες παράμετροι μετεωρολογικών δεδομένων

3.3.2 Σύστημα ηλιακού συλλέκτη PTC

Η διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία (Q_{sol}), υπολογίζεται ως το γινόμενο της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας (G_b) επί την επιφάνεια του ηλιακού συλλέκτη (A_{col}).

$$Q_{sol} = G_b \cdot A_{col}, \quad (3.3.5)$$

Η γωνία ζενίθ και η ωριαία γωνία υπολογίζονται από τις παρακάτω εξισώσεις αντίστοιχα [3.15]:

$$\cos(\theta_z) = \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega), \quad (3.3.6)$$

$$\omega = 15 \cdot (t_h - 12), \quad (3.3.7)$$

Από τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτει και η γωνία πρόσπτωσης (θ), για σύστημα με το συγκεκριμένο σύστημα παρακολούθησης του ήλιου, ως εξής[3.15]:

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \cdot \sin^2(\omega)}, \quad (3.3.8)$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών στην παρούσα μελέτη, λαμβάνεται από τη βιβλιογραφία [3.12,3.20] και δίνεται στην παρακάτω εξίσωση.

$$\eta_{th,col} = 0.7408 \cdot K(\theta) - 0.0432 \cdot \frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_b} - 0.000503 \cdot \frac{(T_{col,in} - T_{am})^2}{G_b}, \quad (3.3.9)$$

Η επίδραση της γωνίας πρόσπτωσης λαμβάνεται υπόψη μέσω του συντελεστή διόρθωσης K σύμφωνα με την βιβλιογραφία [3.15], η εξίσωση του οποίου παρατίθεται παρακάτω:

$$K(\theta) = \cos(\theta) - 5.25097 \cdot 10^{-4} \cdot \theta - 2.859621 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2, \quad (3.3.10)$$

Η ωφέλιμη θερμική ισχύς (Q_u) από τον παραβολικό συλλέκτη, υπολογίζεται ως το γινόμενο του θερμικού βαθμού απόδοσης και της ηλιακής ακτινοβολίας.

$$Q_u = \eta_{th,col} \cdot Q_{sol}, \quad (3.3.11)$$

Επιπλέον, η θερμοκρασία εξόδου του θερμικού ελαίου από τον PTC ($T_{col,out}$), υπολογίζεται από τον ισολογισμό ενέργειας στον όγκο του εξεταζόμενου ρευστού ως εξής:

$$T_{col,out} = T_{col,in} + \frac{Q_u}{m_{col} \cdot c_p}, \quad (3.3.12)$$

3.3.3 Μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης

Το δοχείο αποθήκευσης αποτελεί ιδιαίτερα σημαντικό παράγοντα για τη διαμόρφωση των αποτελεσμάτων ολόκληρης της ψυκτικής διάταξης. Ο όγκος του επηρεάζει τόσο την αποθήκευση ενέργειας στο σύστημα, όσο και τα θερμοκρασιακά επίπεδα της λειτουργίας του καθώς επίσης καθορίζει και τις απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον. Η μοντελοποίηση του δοχείου αποθήκευσης στηρίζεται στη μεθοδολογία ανάμειξης μεταξύ των επιμέρους ζωνών [3.16]. Σύμφωνα με αυτή, η δεξαμενή αποθήκευσης χωρίζεται σε οριζόντιες ζώνες (τρεις στην παρούσα μελέτη), οι οποίες αποτελούνται από θερμικό έλαιο με την παραδοχή ότι κάθε ζώνη έχει την ίδια θερμοκρασία. Η δημιουργία θερμοκρασιακής διαστρωμάτωσης που παρατηρείται στη δεξαμενή οφείλεται στην ανταλλαγή θερμότητας και μάζας μεταξύ των γειτονικών ζωνών. Παρακάτω παρατίθενται οι ισολογισμοί ενέργειας για κάθε ζώνη, η επίλυση των οποίων οδηγεί στον προσδιορισμό της θερμοκρασιακής κλιμάκωσης στο εσωτερικό του δοχείου. Το γενικό ενεργειακό ισιζύγιο του αποθηκευτικού δοχείου μπορεί να γραφτεί σύμφωνα με την εξίσωση 3.3.13.

$$Q_{st} = Q_u - Q_g - Q_{loss}, \quad (3.3.13)$$

Η αποθηκευμένη ενέργεια (Q_{st}), υπολογίζεται ως η διαφορά μεταξύ εισόδων και εξόδων. Ως είσοδος θεωρείται η ωφέλιμη θερμική ισχύς και ως έξοδοι η θερμική ισχύς της γεννήτριας (Q_g) και οι θερμικές απώλειες του δοχείου (Q_{loss}).

Ακολουθούν οι εξισώσεις ισολογισμού ενέργειας ολόκληρου του δοχείου.

$$\dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out} - T_{st1}) - \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{st1} - T_{st2}) - U_T \cdot A_{T1} \cdot (T_{st1} - T_{am}) = \rho \cdot c_p \cdot V_{T1} \cdot \frac{dT_{st1}}{dt}, \quad (3.3.14)$$

$$\dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{st1} - T_{st2}) - \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{st2} - T_{st3}) - U_T \cdot A_{T2} \cdot (T_{st2} - T_{am}) = \rho \cdot c_p \cdot V_{T2} \cdot \frac{dT_{st2}}{dt}, \quad (3.3.15)$$

$$\dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{st2} - T_{st3}) - \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{st3} - T_{s,out}) - U_T \cdot A_{T3} \cdot (T_{st3} - T_{am}) = \rho \cdot c_p \cdot V_{T3} \cdot \frac{dT_{st3}}{dt}, \quad (3.3.16)$$

Οι θερμικές απώλειες της δεξαμενής αποθήκευσης προσεγγίζονται από την εξίσωση 3.3.17.

$$Q_{loss} = A_T \cdot U_T \cdot (T_{st} - T_{am}), \quad (3.3.17)$$

Ακολούθως παρουσιάζονται οι υπολογισμοί των εξωτερικών επιφανειών (A_{T1}, A_{T2}, A_{T3}), όπου θεωρείται ότι η διάμετρος του δοχείου (D) ισούται με το μήκος του (L).

$$A_{T1} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3}, \quad (3.3.18)$$

$$A_{T2} = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3}, \quad (3.3.19)$$

$$A_{T3} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3}, \quad (3.3.20)$$

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

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4}, \quad (3.3.21)$$

$$V_{T1} = V_{T2} = V_{T3} = \frac{V}{3}, \quad (3.3.22)$$

Η είσοδος θερμότητας στην γεννήτρια μπορεί να εκφρασθεί με τον τύπο:

$$Q_g = m_s \cdot c_p \cdot (T_{s,in} - T_{s,out}), \quad (3.3.23)$$

Προκειμένου να επιτευχθεί σωστή μεταφοράς θερμότητας στην γεννήτρια, επιλέγεται η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά να είναι 10 K [3.21]

$$T_{s,out} = T_g + (10 \text{ K}), \quad (3.3.24)$$

Ο ρυθμός παροχής μάζας στην ψυκτική εγκατάσταση (m_s), επιλέγεται να ισούται με αυτόν του ηλιακού κυκλώματος (m_{col}), με σκοπό την επίτευξη παρόμοιας θερμοκρασιακής διαφοράς στο δεξι και αριστερό τμήμα του δοχείου και την ομαλή θερμοκρασιακή διακύμανση στο εσωτερικό του [3.22].

Οι θερμοκρασίες στην είσοδο του συλλέκτη ($T_{col,in}$) καθώς και στην είσοδο του ψύκτη απορρόφησης ($T_{s,in}$), είναι ίσες με τις θερμοκρασίες T_{st3} και T_{st1} αντίστοιχα.

3.3.4 Μοντελοποίηση ψύκτη απορρόφησης

Οι βασικές εξισώσεις σχετικά με τη μοντελοποίηση του ψύκτη απορρόφησης δίνονται σε αυτή την υποενότητα. Το ψυκτικό μέσο (NH_3) συμβολίζεται με "r", το ασθενές διάλυμα NH_3 /νερού συμβολίζεται με "w", ενώ το ισχυρό διάλυμα με "str".

Το ενεργειακό ισοζύγιο στην γεννήτρια (Q_g) και στον απορροφητή (Q_a) παρατίθενται παρακάτω:

$$Q_g = m_r \cdot h_1 + m_w \cdot h_8 - m_{str} \cdot h_7, \quad (3.3.25)$$

$$Q_a = m_r \cdot h_4 + m_w \cdot h_{10} - m_{str} \cdot h_5, \quad (3.3.26)$$

Η απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον μέσω του συμπυκνωτή (Q_c) υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση 3.3.27.

$$Q_c = m_r \cdot (h_1 - h_2), \quad (3.3.27)$$

Η ψυκτική ισχύς υπολογίζεται ως εξής:

$$Q_e = m_r \cdot (h_4 - h_3), \quad (3.3.28)$$

Γίνεται η παραδοχή, ότι η πτώση πίεση στις βαλβίδες πραγματοποιείται χωρίς θερμικές απώλειες, με αποτέλεσμα οι μεταβολές αυτές να λαμβάνονται ως ισενθαλπικές. Πιο συγκεκριμένα ισχύει:

$$h_3 = h_2, \quad (3.3.29)$$

$$h_{10} = h_9, \quad (3.3.30)$$

Το έργο της αντλίας (W_p) θεωρείται αμελητέο και συνεπώς μπορεί να αγνοηθεί στους υπολογισμούς [3.22]. Επομένως μπορεί να ειπωθεί:

$$h_6 = h_5 + W_p \approx h_5, \quad (3.3.31)$$

Το ισοζύγιο της συνολικής ροής μάζας στη γεννήτρια δίνεται παρακάτω:

$$m_{str} = m_w + m_r, \quad (3.3.32)$$

Ο ρυθμός παροχής μάζας της αμμωνίας στη γεννήτρια δίνεται παρακάτω:

$$m_{str} \cdot X_{str} = m_w \cdot X_w, \quad (3.3.33)$$

Το ενεργειακό ισοζύγιο στον εναλλάκτη θερμότητας δίνεται παρακάτω:

$$m_{str} \cdot (h_7 - h_6) = m_w \cdot (h_8 - h_9), \quad (3.3.34)$$

Η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη θερμότητας (η_{hex}) ορίζεται ως εξής [3.23]:

$$\eta_{hex} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6}, \quad (3.3.35)$$

Η τιμή του οποίου επιλέγεται να είναι 80%, που αποτελεί μία λογική τιμή σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [3.23,3.24].

Ο συντελεστής απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης (COP_{ch}) ορίζεται ως εξής :

$$COP_{ch} = \frac{Q_e}{Q_g}, \quad (3.3.36)$$

3.3.5 Ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση

Η ενεργειακή απόδοση του συστήματος αξιολογείται με τη χρήση του συντελεστή απόδοσης του συστήματος (SCOP), που ορίζεται παρακάτω:

$$SCOP = \frac{Q_e}{Q_{sol}}, \quad (3.3.37)$$

Η εξέργεια αποτελεί το δυναμικό του χρήσιμου έργου ενός συστήματος σε μία δεδομένη κατάσταση. Η εξεργειακή ανάλυση στην παρούσα μελέτη καθίσταται πολύ σημαντική για τον σωστό σχεδιασμό του συστήματος με στόχο την ελαχιστοποίηση της αύξησης της εντροπίας στις μεταβολές. Η εξεργειακή απόδοση του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) καθώς και η εξεργειακή απόδοση του ψύκτη ($\eta_{ex,chiller}$) ορίζονται ως εξής:

$$\eta_{ex,system} = \frac{Q_e \cdot \left(\frac{T_0}{T_e} - 1\right)}{Q_{sol} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_0}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{sun}}\right)^4\right]}, \quad (3.3.38)$$

$$\eta_{ex,chiller} = \frac{Q_e \cdot \left(\frac{T_0}{T_e} - 1\right)}{Q_g \cdot \left(\frac{T_0}{T_g} - 1\right)}, \quad (3.3.39)$$

Για τους υπολογισμούς της εξεργειακής ανάλυσης, επιλέγεται ως αντιπροσωπευτικό και ταυτοχρόνως κατάλληλο το μοντέλο Patela [3.25]. Η θερμοκρασία αναφοράς (T_0) και η θερμοκρασία του ήλιου (T_{sun}) επιλέγονται στους 298.15K και 5770K αντιστοίχως.

3.3.6 Οικονομική ανάλυση

Η οικονομική ανάλυση της παρούσας μελέτης βασίζεται σε διάφορους οικονομικούς δείκτες. Η καθαρά παρούσα αξία NPV, αποτελεί τον πρώτο δείκτη που παρουσιάζει την παρούσα αξία της επένδυσης λαμβάνοντας υπόψιν τα μελλοντικά κέρδη του έργου κατά τη διάρκεια ζωής του.

$$NPV = -C_0 + R \cdot CF, \quad (3.3.40)$$

Το κόστος κεφαλαίου (C_0) του συστήματος είναι το άθροισμα των επιμέρους δαπανών, στο οποίο συγκαταλέγονται το κόστος της δεξαμενής, το κόστος του ηλιακού συλλέκτη και το κόστος του ψύκτη απορρόφησης. Το ειδικό κόστος της δεξαμενής (K_{tank}) επιλέγεται στα 1000€ m^{-3} [3.18], το ειδικό κόστος του PTC (K_{col}) στα 250€ m^{-2} [3.18] και το ειδικό κόστος του απορροφητή (K_{ch}) στα $600\text{€ kW}_{cool}^{-1}$ [3.26].

$$C_0 = K_{tank} \cdot V + K_{col} \cdot A_{col} + K_{ch} \cdot Q_{e,max}, \quad (3.3.41)$$

Τα ετήσια κέρδη (CF) υπολογίζονται ως εξής:

$$CF = K_{ref} \cdot E_{ref} - (O\&M), \quad (3.3.42)$$

Το κόστος της ψύξης (K_{ref}) υπολογίζεται σύμφωνα με τη μεθοδολογία που ακολουθεί η βιβλιογραφία [3.26]. Πιο συγκεκριμένα, ορίζεται ως ο λόγος του κόστους ηλεκτρικής ενέργειας (K_{el}) προς το συντελεστή συμπεριφοράς ενός μηχανικού συμπιεστή ατμών σε μια ψυκτική διάταξη (COP_{eq}).

$$K_{ref} = \frac{K_{el}}{COP_{eq}}, \quad (3.3.43)$$

Το κόστος ηλεκτρικής ενέργειας επιλέγεται στα 0.2€ kW_{el}^{-1} [3.27], ενώ το αντίστοιχο COP για την περίπτωση [$T_e = -20^\circ\text{C}$ and $T_c = 40^\circ\text{C}$] υπολογίστηκε να ισούται με 2.17. Επομένως, το κόστος ψύξης ανέρχεται στα $0.0922\text{€ kWh}_{ref}^{-1}$. Το ετήσιο κόστος λειτουργίας και συντήρησης (O&M) επιλέγεται να ισούται με το 1% του κόστους κεφαλαίου.

$$(O\&M) = 0.01 \cdot C_0, \quad (3.3.44)$$

Η ετήσια παραγωγή ψύξης (E_{ref}) μπορεί να υπολογιστεί με την ενσωμάτωση του ρυθμού παραγωγής ψύξης καθόλη τη διάρκεια του έτους

$$E_{ref} = \int_0^{8760} Q_e dt, \quad (3.3.45)$$

Η απλή περίοδος αποπληρωμής (SPP) ορίζεται ως εξής:

$$SPP = \frac{C_0}{CF}, \quad (3.3.46)$$

Τόσο ο παραπάνω δείκτης όσο και η περίοδος απόπληρωμής (PP), δείχνουν τα χρόνια που απαιτούνται προκειμένου να καλυφθεί το αρχικό κεφάλαιο της επένδυσης. Ο τελευταίος οικονομικός δείκτης, αξίζει να αναφερθεί ότι λαμβάνει υπόψιν τη διακύμανση της χρηματικής αξίας κατά τη διάρκεια του έτους. Υποθέτοντας ένα προεξοφλητικό επιτόκιο (r) ίσο με 3% μπορεί να ορισθεί:

$$PP = \frac{\ln\left[\frac{CF}{CF - C_0 \cdot r}\right]}{\ln(1+r)}, \quad (3.3.47)$$

Στην εξίσωση 3.3.40 η παράμετρος R αποτελεί την ισοδύναμη διάρκεια ζωής του έργου και ορίζεται ως εξής:

$$R = \frac{(1+r)^N - 1}{r \cdot (1+r)^N}, \quad (3.3.48)$$

Όπου N η διάρκεια ζωής του έργου που επιλέγεται στα 25 χρόνια. Ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR) για την παρούσα επένδυση δείχνει την μέγιστη προσδοκία που μπορεί να έχει κάποιος επενδυτής για το συγκεκριμένο έργο. Αποτελεί μία μη γραμμική έκφραση και ορίζεται ως εξής:

$$IRR = SPP \cdot \left[1 - \frac{1}{(1+IRR)^N} \right], \quad (3.3.49)$$

3.3.7 Ακολουθούμενη μεθοδολογία

Η ανάλυση του εξεταζόμενου συστήματος χωρίστηκε σε δύο μέρη. Το πρώτο μέρος αφορά τη λεπτομερή μελέτη της εγκατάστασης σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας, ενώ το δεύτερο μέρος επικεντρώνεται στην δυναμική ανάλυση. Πιο συγκεκριμένα, για τους αρχικούς υπολογισμούς επιλέγεται συλλεκτική επιφάνεια ίση με 100 m² και όγκος αποθηκευτικού δοχείου ίσο με 4 m³ [3.28]. Η λειτουργία της εγκατάστασης μελετάται για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) από 25°C έως και 45°C και θερμοκρασίες ψύξης (T_e) που κυμαίνονται από -35°C έως 5°C. Τα μεγέθη που αποτελούν κριτήριο αξιολόγησης για την ενεργειακή και εξεργειακή κατάσταση του συστήματος είναι ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη (COP), ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) και οι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης τόσο του ψύκτη ($\eta_{ex, \text{chiller}}$) μεμονωμένα όσο και ολόκληρου του συστήματος ($\eta_{ex, \text{system}}$). Επιπλέον, λαμβάνεται υπόψιν και ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot (ECOP). Σε κάθε περίπτωση, η θερμοκρασία της γεννήτριας (T_g), αποτελεί παράμετρο βελτιστοποίησης και υπάρχει μία βέλτιστη τιμή της που μεγιστοποιεί ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση του συστήματος. Γενικά, η θερμοκρασία αυτή κυμαίνεται από ~60°C έως και ~210°C αναλόγως των θερμοκρασιών που επικρατούν στον ψύκτη και στο συμπυκνωτή. Οι καιρικές συνθήκες, όπως έχει ήδη αναφερθεί στην υποενότητα 3.3.1, αφορούν την πόλη της Αθήνας. Ειδικότερα, η άμεση ηλιακή ακτινοβολία επιλέγεται να ισούται με 700 W m⁻², η γωνία πρόσπτωσης με 30° και η θερμοκρασία περιβάλλοντος με 25°C. Ακολούθως, πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση αυξομειώνοντας κάθε φορά την άμεση ηλιακή ακτινοβολία και τη γωνία πρόσπτωσης, ενώ παρόμοια διαδικασία ακολουθείται και για την διεξαγωγή των αποτελεσμάτων που αφορούν μεταβολές στο βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος είχε ορισθεί αρχικώς στο 80%. Η θερμοδυναμική προσομοίωση με σταθερές συνθήκες λειτουργίας διεξήχθη με τη χρήση του λογισμικού Engineering Equation Solver (EES).

Η δυναμική ανάλυση του υπόψιν συστήματος πραγματοποιείται με την ανάπτυξη ενός μοντέλου/κώδικα με τη χρήση της γλώσσας προγραμματισμού Matlab, που βασίζεται στο ενεργειακό ισοζύγιο στις θερμικές ζώνες της δεξαμενής αποθήκευσης όπως έχει ήδη προαναφερθεί στην υποενότητα 3.3.3. Τα αποτελέσματα του πρώτου μέρους της θερμοδυναμικής ανάλυσης σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας αποτελούν τα μεγέθη εισαγωγής στο δυναμικό μοντέλο. Πιο συγκεκριμένα, ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη καθώς επίσης και η βέλτιστη θερμοκρασία της γεννήτριας είναι οι βασικότερες εισδοχές στο μοντέλο αυτό. Όπως και προηγουμένως, οι κλιματικές συνθήκες αφορούν την πόλη της Αθήνας και λαμβάνονται υπόψιν στους υπολογισμούς μόνο οι ηλιόλουστες ημέρες σύμφωνα με όσα ειπώθηκαν στην υποενότητα 3.3.1. Στο σημείο αυτό, κρίνεται σημαντικό να αναφερθεί ότι οι διαφορικές εξισώσεις που αναπτύχθηκαν για τη μοντελοποίηση του

δοχείου αποθήκευσης (3.3.14-3.3.16) διακριτοποιούνται σύμφωνα με τη σχέση 3.3.50. Το χρονικό βήμα (Δt), επιλέγεται να ισούται με 60 δευτερόλεπτα ύστερα από ανάλυση ευαισθησίας που πραγματοποιήθηκε.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T^{\text{new}} - T^{\text{old}}}{\Delta t}, \quad (3.3.50)$$

Τέλος, παρουσιάζεται η οικονομική ανάλυση του συγκεκριμένου μοντέλου με τη μελέτη να επικεντρώνεται στους διαφορετικούς συνδιασμούς της συλλεκτικής επιφάνειας και του όγκου της δεξαμενής με στόχο τον βέλτιστο συνδιασμό. Η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών κυμαίνεται από 60 m² έως 140 m², ενώ ο όγκος της δεξαμενής από 2-6 m³.

Ακολούθως παρατίθενται δύο πίνακες που περιλαμβάνουν τις κύριες παραμέτρους της θερμοδυναμικής και χρηματοοικονομικής ανάλυσης που πραγματοποιήθηκαν. Ορισμένες από τις οποίες, όπως ο συντελεστής θερμικών απωλειών και ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας, διατηρήθηκαν ίδιες σε όλες τις περιπτώσεις.

Παράμετροι	Συμβολισμός	Αξία
Συλλεκτική επιφάνεια	(A_{col})	100 m ²
Όγκος δοχείου	(V)	4 m ³
Παροχή μάζας συλλέκτη	(m_{col})	2 kg s ⁻¹
Παροχή μάζας ψυκτικής εγκατάστασης	(m_s)	2 kg s ⁻¹
Άμεση ηλιακή ακτινοβολία	(G_b)	700 W m ⁻²
Ηλιακή γωνία πρόσπτωσης	(θ)	30°
Θερμοκρασία περιβάλλοντος	(T_{am})	25°C
Συντελεστής θερμικών απωλειών	(U_T)	0.5 W m ⁻² K ⁻¹
Ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά γεννήτριας	(ΔT_{min})	10 K
Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη θερμότητας	(η_{hex})	80%

Πίνακας 3.1 Παράμετροι θερμοδυναμικής ανάλυσης

Παράμετροι	Συμβολισμός	Αξία
Ειδικό κόστος ηλιακού συλλέκτη	(K_{col})	250 € m ⁻²
Ειδικό κόστος δεξαμενής	(K_{tank})	1000 € m ⁻³
Ειδικό κόστος απορροφητή	(K_{ch})	600 € kW _{ref} ⁻¹
Διάρκεια ζωής έργου	(N)	25 years
προεξοφλητικό επιτόκιο	(r)	3%
Ισοδύναμη διάρκεια ζωής	(R)	17.4
Κόστος λειτουργίας και συντήρησης	(O&M)	1% · C ₀
Κόστος Ψύξης	(K_{ref})	0.0922 € kWh _{ref} ⁻¹

Πίνακας 3.2 Παράμετροι χρηματοοικονομικής ανάλυσης

3.3.8 Επικύρωση των αποτελεσμάτων

Με στόχο τον έλεγχο αξιοπιστίας του ανεπτυγμένου μοντέλου πραγματοποιείται μία σύγκριση των αποτελεσμάτων αυτού με ένα αντίστοιχο μοντέλο από την βιβλιογραφία [3.24]. Ο πίνακας που ακολουθεί περιλαμβάνει τα αποτελέσματα της σύγκρισης των μοντέλων με τη μέση απόκλιση του συντελεστή συμπεριφοράς να μην ξεπερνά το 0.70%, τιμή σχετικά χαμηλή και ταυτόχρονα αποδεκτή. Επομένως, το αναπτυγμένο μοντέλο μπορεί να θεωρηθεί αξιόπιστο.

T _e (°C)	T _g (°C)	T _c (°C)	T _a (°C)	COP _{ch} Βιβλιογραφίας	COP _{ch} Παρούσας εργασίας	Απόκλιση (%)
2	80	30	30	0.5988	0.5859	2.15
-2	84	30	30	0.5589	0.5545	0.79
-5	99	30	30	0.5400	0.5355	0.83
-5	102	30	30	0.5370	0.5343	0.50
-5	116	30	30	0.5250	0.5245	0.10
-5	90	30	30	0.5350	0.5344	0.11
-5	120	30	30	0.5230	0.5212	0.34

Πίνακας 3.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων [3.24]

Βιβλιογραφία 3^{ου} Κεφαλαίου

- [3.1] B. Patel, N.B. Desai, S.S. Kachhwaha, V. Jain, N. Hadia, Thermo-economic analysis of a novel organic Rankine cycle integrated cascaded vapor compression–absorption system, *Journal of Cleaner Production* 2017;154:26- 40
- [3.2] S. Pavlovic, A.M. Daabo, E. Bellos, V. Stefanovic, S. Mahmoud, R.K. AlDadah, Experimental and numerical investigation on the optical and thermal performance of solar parabolic dish and corrugated spiral cavity receiver, *Journal of Cleaner Production* 2017;150:75-92
- [3.3] Y. Qiu, Y.-L. He, P. Li, B.-C. Du, A comprehensive model for analysis of realtime optical performance of a solar power tower with a multi-tube cavity receiver, *Applied Energy* 2017;185(1):589-603
- [3.4] A. Gibelhaus, T. Tangkrachang, U. Bau, J. Seiler, A. Bardow, Integrated design and control of full sorption chiller systems, *Energy* 2019;185:409-422
- [3.5] E. Bellos, C. Tzivanidis, Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector-absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors, *Energy Conversion and Management* 2018;168:329-342
- [3.6] A.H. H. Ali, Performance-cost and global warming assessments of two residential scale solar cooling systems versus a conventional one in hot arid areas, *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 2017;20:1-8
- [3.7] K.F. Fong, C.K. Lee, Solar desiccant cooling system for hot and humid region – A new perspective and investigation, *Solar Energy* 2020;195:677-684
- [3.8] N. Velázquez, O. García-Valladares, D. Saucedo, R. Beltrán, Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle, *Energy Conversion and Management* 2010;51(3):434-445
- [3.9] C. Weber, M. Berger, F. Mehling, A. Heinrich, T. Núñez, Solar cooling with water–ammonia absorption chillers and concentrating solar collector – Operational experience, *International Journal of Refrigeration* 2014;39:57-76
- [3.10] E. Dai, T. Jia, Y. Dai, Theoretical and experimental investigation on a GAX-Based NH₃-H₂O absorption heat pump driven by parabolic trough solar collector, *Solar Energy* 2020;197:498-510
- [3.11] B. Pandya, V. Kumar, V. Matawala, J. Patel, Thermal comparison and multi-objective optimization of single-stage aqua-ammonia absorption cooling system powered by different solar collectors, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 2018;133:1635–1648
- [3.12] EuroTrough: Development of a Low Cost European Parabolic Trough Collector - EuroTrough. Final Report, Research funded in part by The European Commission in the framework of the Non-Nuclear Energy Programme JOULE III. Contract JOR3-CT98-0231;2001
- [3.13] Therminol VP-1, <http://twf.mpei.ac.ru/tthb/hedh/htf-vp1.pdf>
- [3.14] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*. 3rd ed. Hoboken (New Jersey): John Wiley and Sons Inc., 2006

- [3.15] E. Bellos, C. Tzivanidis, V. Belessiotis, Daily performance of parabolic trough solar collectors, *Solar Energy* 2017;158:663-678
- [3.16] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, third ed., Wiley, Hoboken, NJ, USA, 2006
- [3.17] Kouremenos, D.A., Antonopoulos, K.A., Domazakis, E.S., 1985. Solar radiation correlations for the Athens, Greece, area. *Sol. Energy* 35, 259–269
- [3.18] Bellos, E.; Tzivanidis, C.; Torosian, K. Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven trigeneration system. *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2018, 7, 99–106.
- [3.19] <https://www.meteoblue.com/en/weather/historyclimate/climatemodelled/athensgreece26437>
- [3.20] M. Geyer, E. Lüpfert, R. Osuna, A. Esteban, W. Schiel, A. Schweitzer, E. Zarza, P. Nava, J. Langenkamp, E. Mandelberg, EUROROUGH - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation, 11th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Sept 4-6, 2002, Zurich, Switzerland
- [3.21] E. Bellos, C. Tzivanidis, S. Pavlovic, V. Stefanovic, Thermodynamic investigation of LiCl-H₂O working pair in a double effect absorption chiller driven by parabolic trough collectors, *Thermal Science and Engineering Progress* 2017;3:75-87
- [3.22] C. Tzivanidis, E. Bellos, The use of parabolic trough collectors for solar cooling – A case study for Athens climate, *Case Studies in Thermal Engineering* 2016;8:403-413
- [3.23] J. Aman, D.S.-K. Ting, P. Henshaw, Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia–water absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering* 2014;62(2):424-432
- [3.24] V. Kumar, B. Pandya, J. Patel, V. Matawala, Cut-off temperature evaluation and performance comparison from energetic and exergetic perspective for NH₃-H₂O absorption refrigeration system, *Thermal Science and Engineering Progress* 2017;4:97-105
- [3.25] R. Petela, Exergy of undiluted thermal radiation, *Solar Energy* 2003;74(6):469-488
- [3.26] E. Bellos, C. Tzivanidis, G. Tsifis, Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios, *Energy Conversion and Management* 2017;148:1055-1069
- [3.27] E. Bellos, C. Tzivanidis, Multi-objective optimization of a solar driven trigeneration system, *Energy* 2018;149:47-62
- [3.28] E. Bellos, C. Tzivanidis, Parametric Investigation of a Trigeneration System with an Organic Rankine Cycle and Absorption Heat Pump Driven by Parabolic Trough Collectors for the Building Sector, *Energies* 2020;13:18

Κεφάλαιο 4: Παρουσίαση αποτελεσμάτων

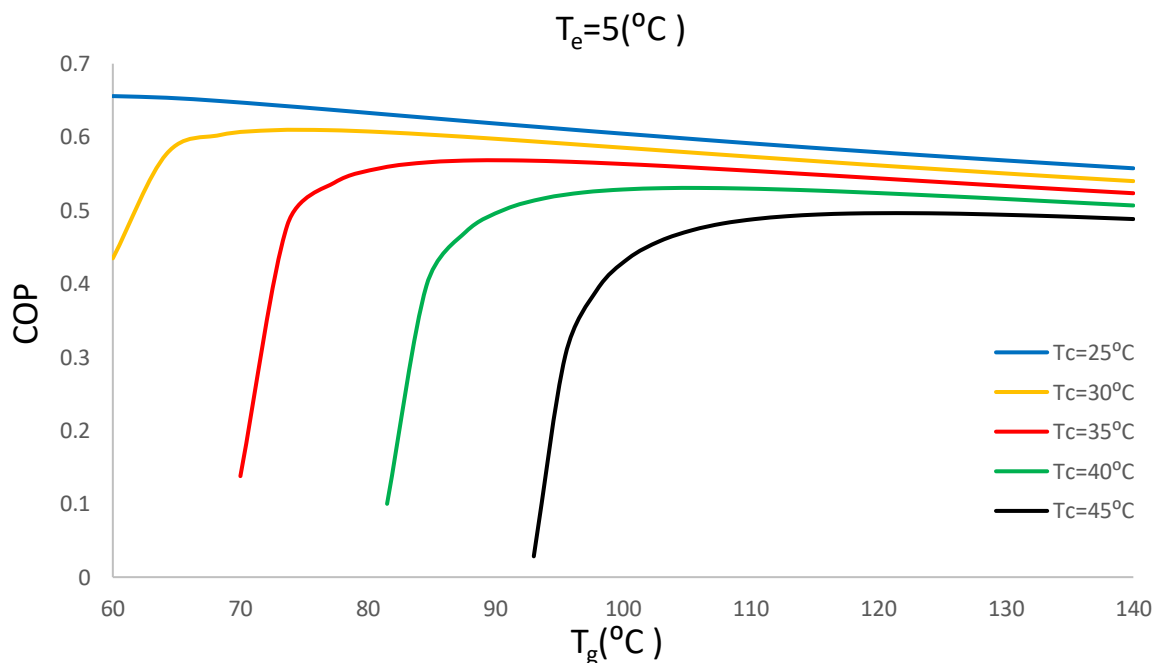
4.1 Γενικά περί αποτελεσμάτων

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν για το εξεταζόμενο σύστημα. Τα αποτελέσματα αυτά αφορούν τη θερμοδυναμική, δυναμική και οικονομική ανάλυση της εγκατάστασης καθώς και την ετήσια ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση του ψυκτικού συστήματος. Η χρήση της Matlab και του λογισμικού EES (Engineering Equation Solver) αποτέλεσαν τα σημαντικότερα εργαλεία για τους υπολογισμούς.

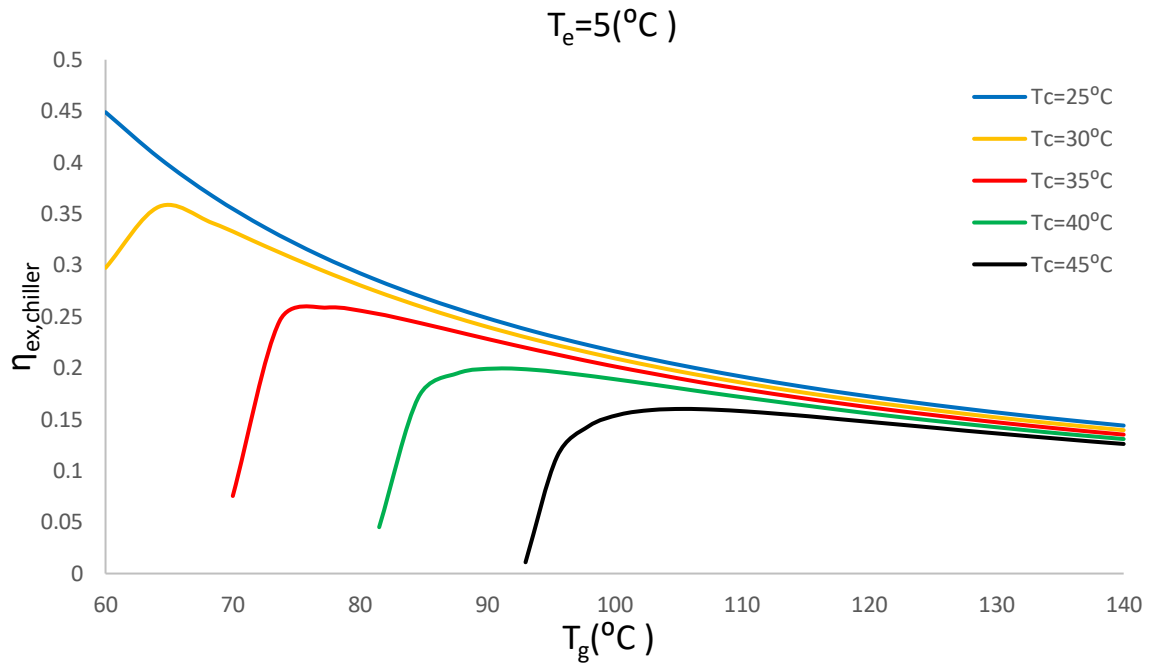
4.2 Θερμοδυναμική ανάλυση

Στην υποενότητα αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της θερμοδυναμικής ανάλυσης που διεξήχθη για σταθερές συνθήκες περιβάλλοντος. Πιο συγκεκριμένα, όπως έχει ήδη προαναφερθεί επιλέγεται συλλεκτική επιφάνεια 100 m^2 , όγκος αποθηκευτικού δοχείου 4 m^3 , βαθμό απόδοσης εναλλάκτη θερμότητας 80%, άμεση ηλιακή ακτινοβολία 700 W m^{-2} και ηλιακή γωνία πρόσπτωσης 30° . Ύστερα, πραγματοποιούνται παραμετρικοί υπολογισμοί για διάφορες τιμές του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας, της άμεσης ακτινοβολίας και της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης.

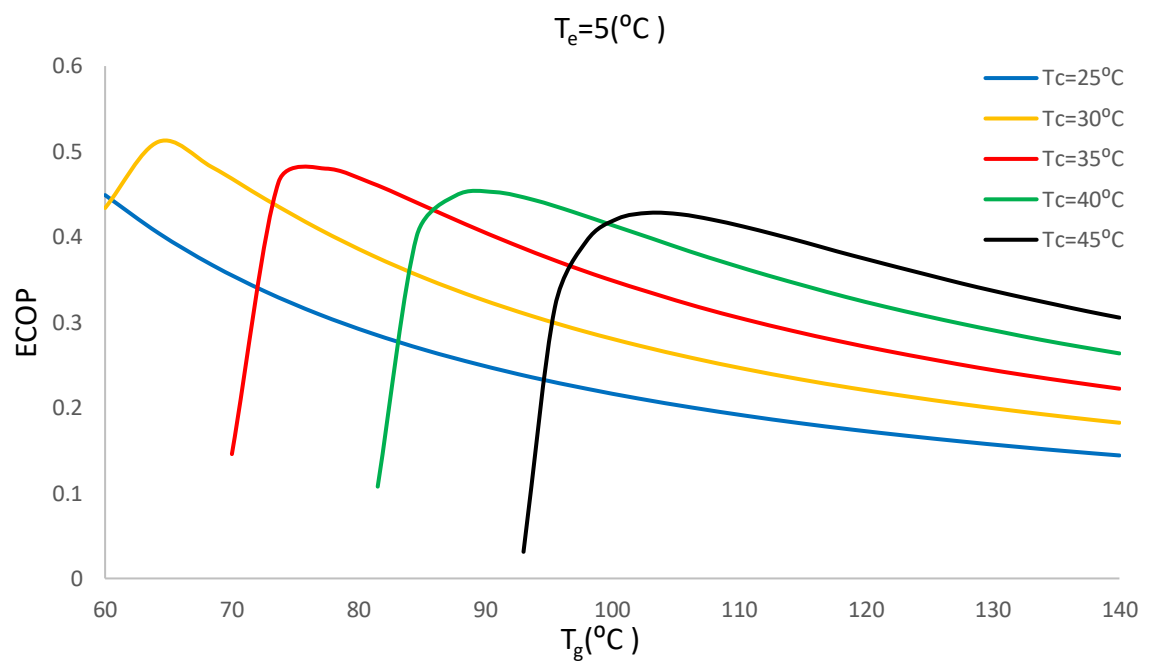
Τα διαγράμματα που ακολουθούν παρουσιάζουν τις τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς COP, του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot (ECOP) και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του ψύκτη ($\eta_{\text{ex, chiller}}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας της γεννήτριας για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας συμπύκνωσης που κυμαίνονται από 25°C έως 45°C διατηρώντας κάθε φορά σταθερή τη θερμοκρασία ατμοποίησης. Η θερμοκρασία ατμοποίησης εξετάστηκε από -25°C έως 5°C .



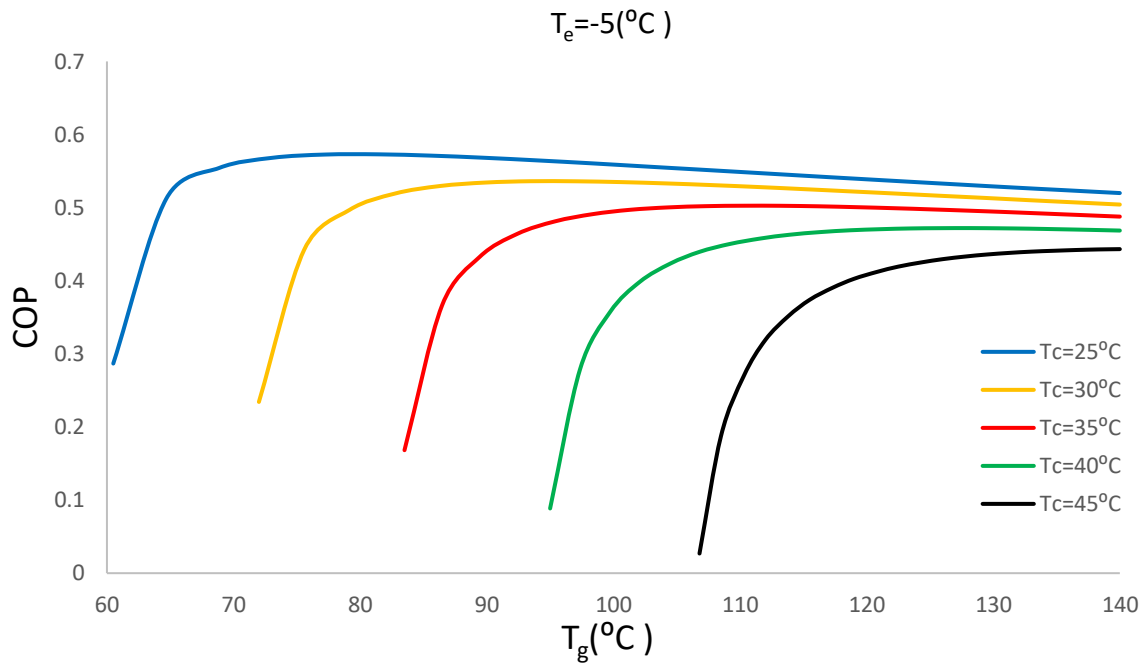
Διάγραμμα 4.1 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = 5^\circ\text{C}$



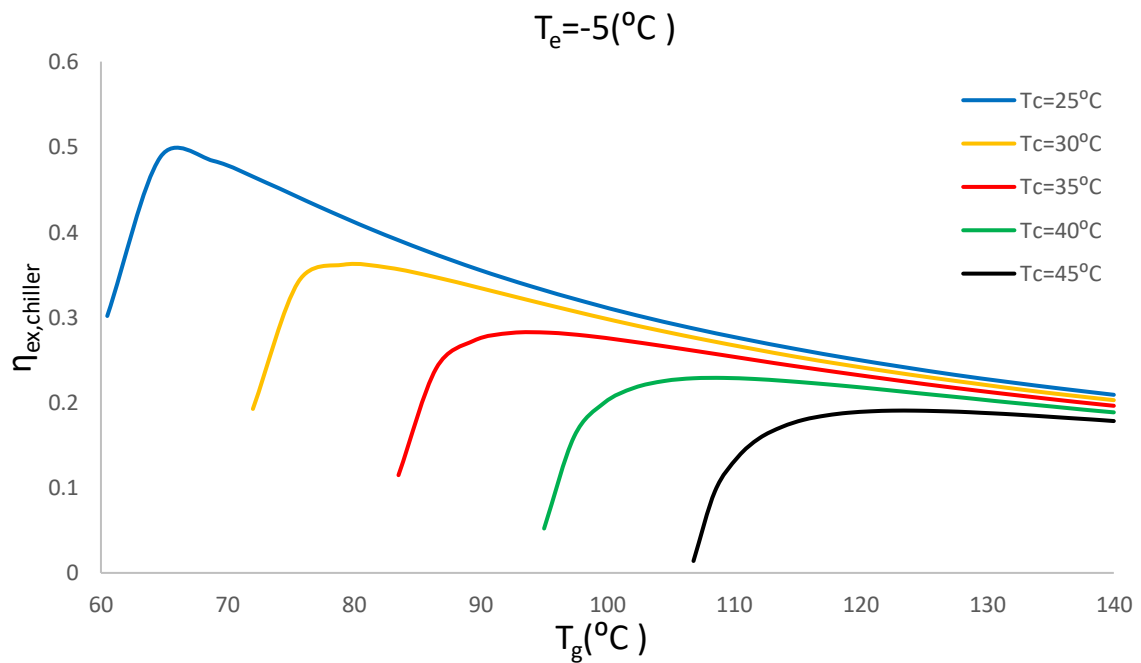
Διάγραμμα 4.2 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη ($\eta_{ex,chiller}$) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e=5^{\circ}\text{C}$



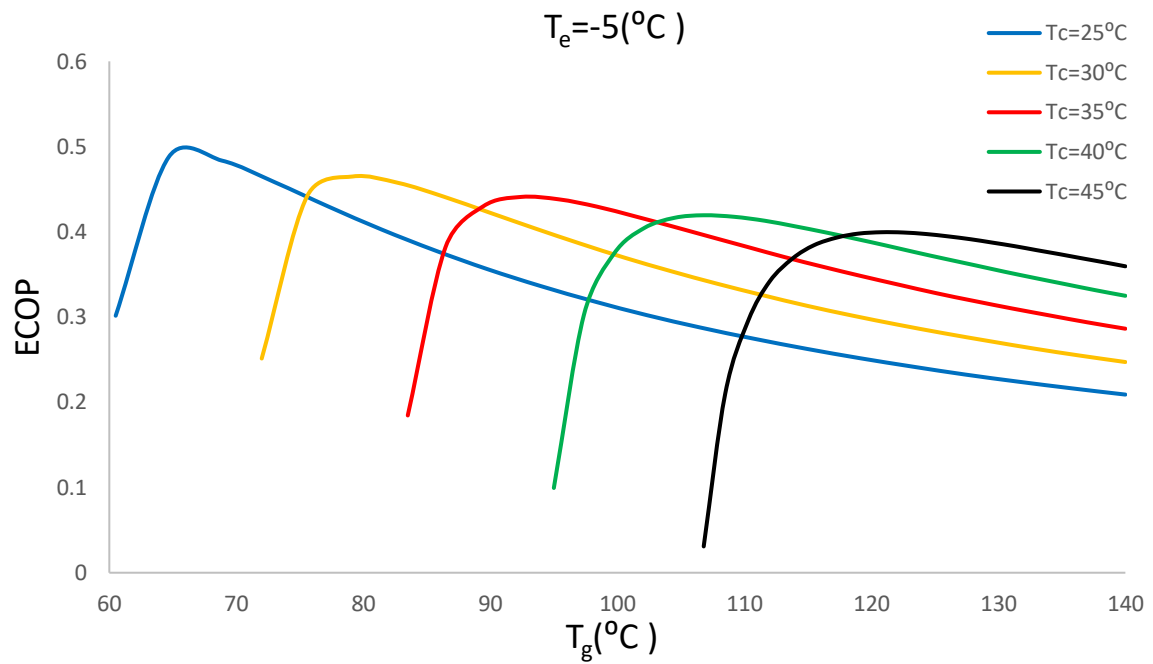
Διάγραμμα 4.3 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot (ECOP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e=5^{\circ}\text{C}$



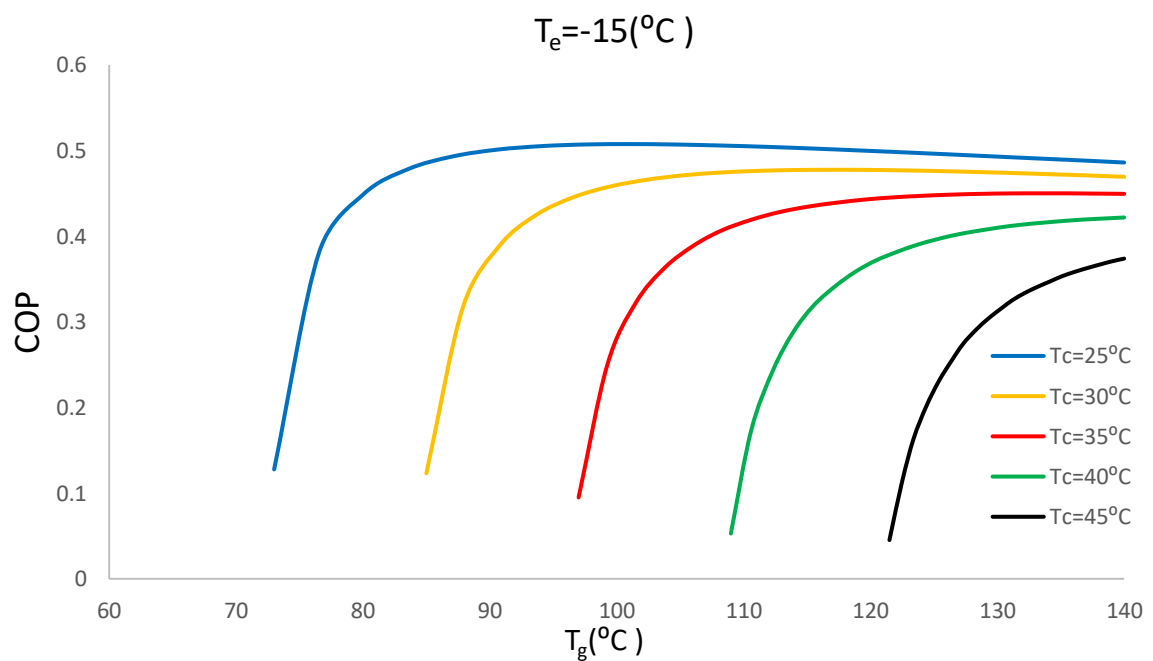
Διάγραμμα 4.4 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με T_e = -5°C



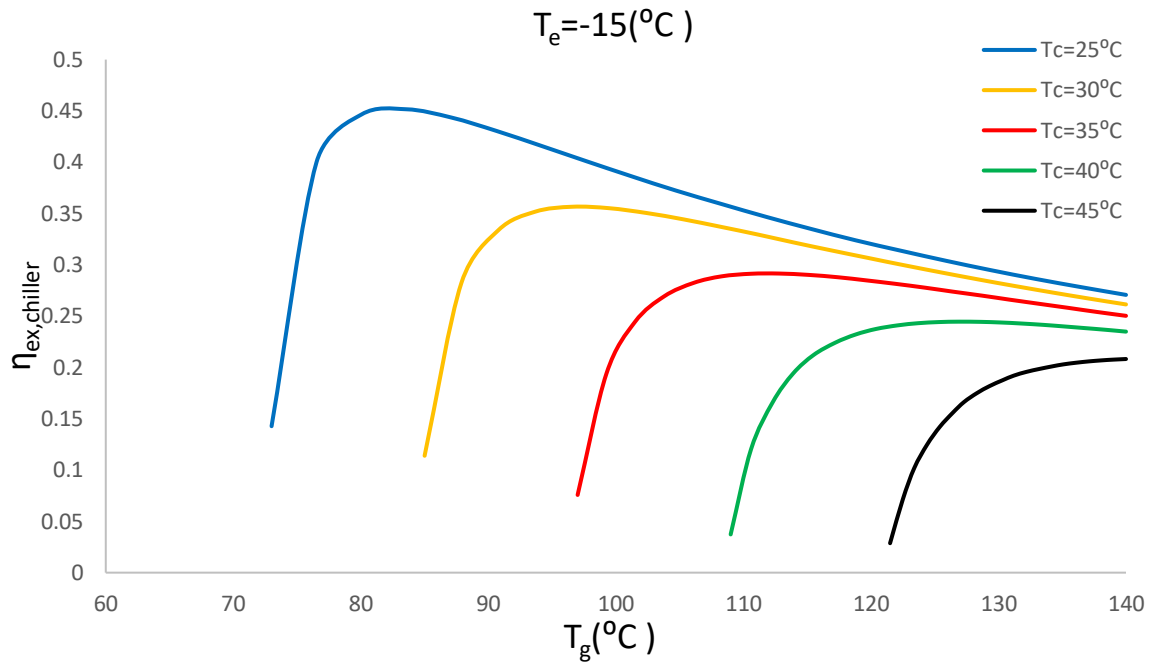
Διάγραμμα 4.5 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη (η_{ex,chiller}) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με T_e = -5°C



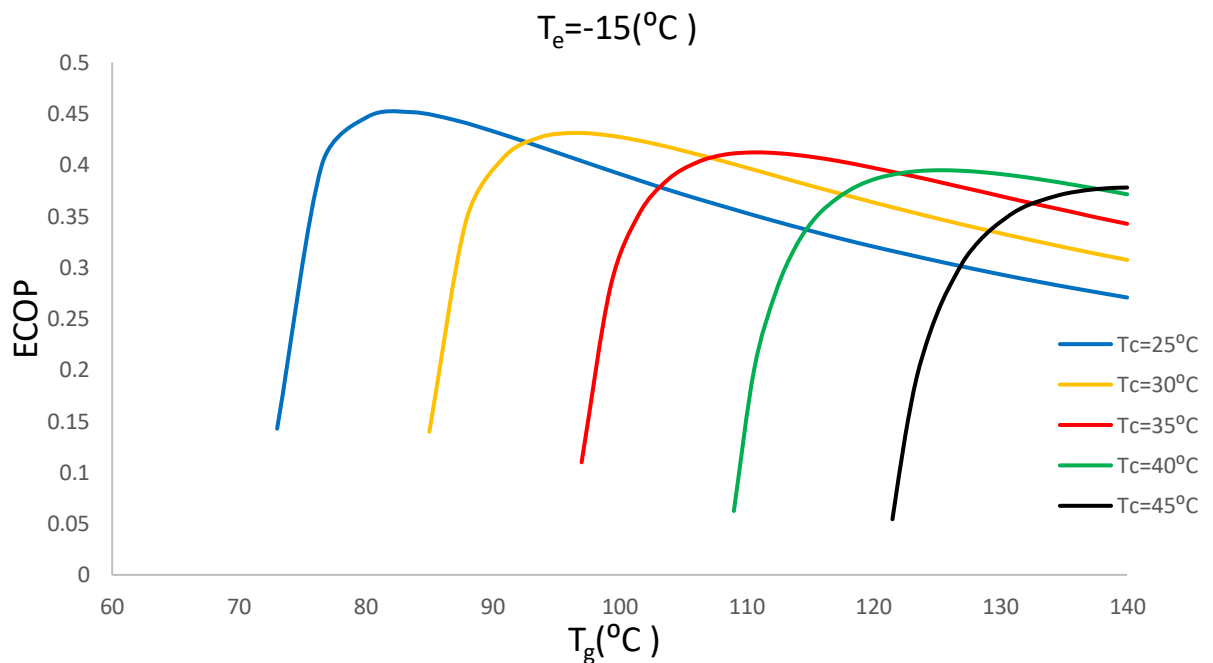
Διάγραμμα 4.6 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot (ECOP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -5^{\circ}\text{C}$



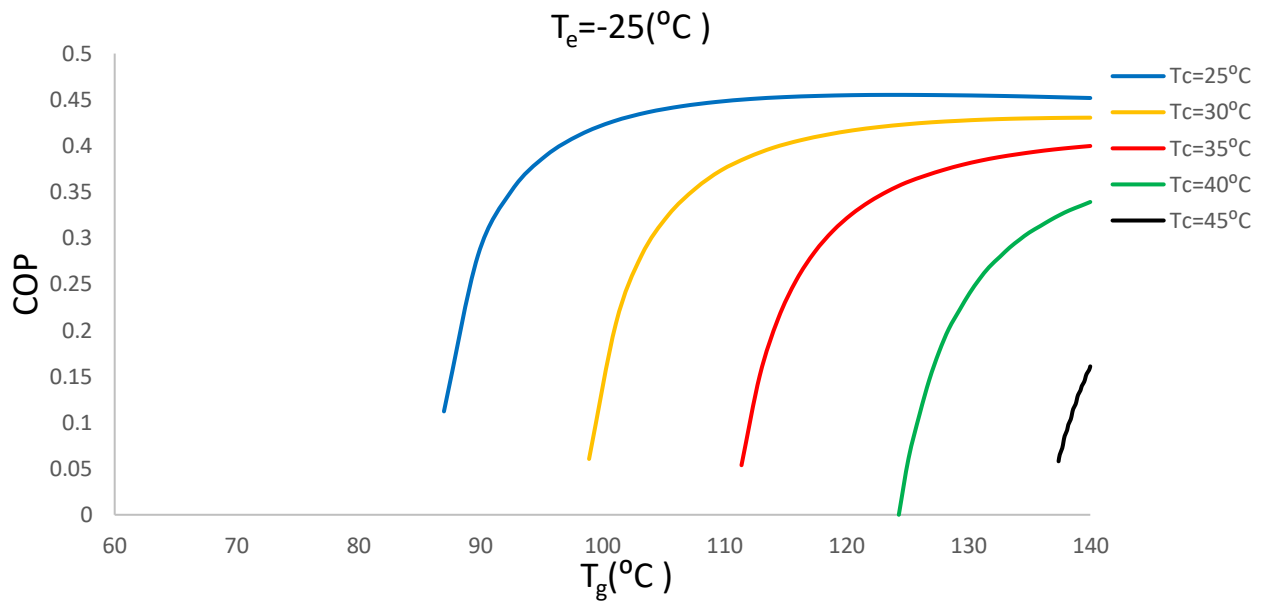
Διάγραμμα 4.7 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -15^{\circ}\text{C}$



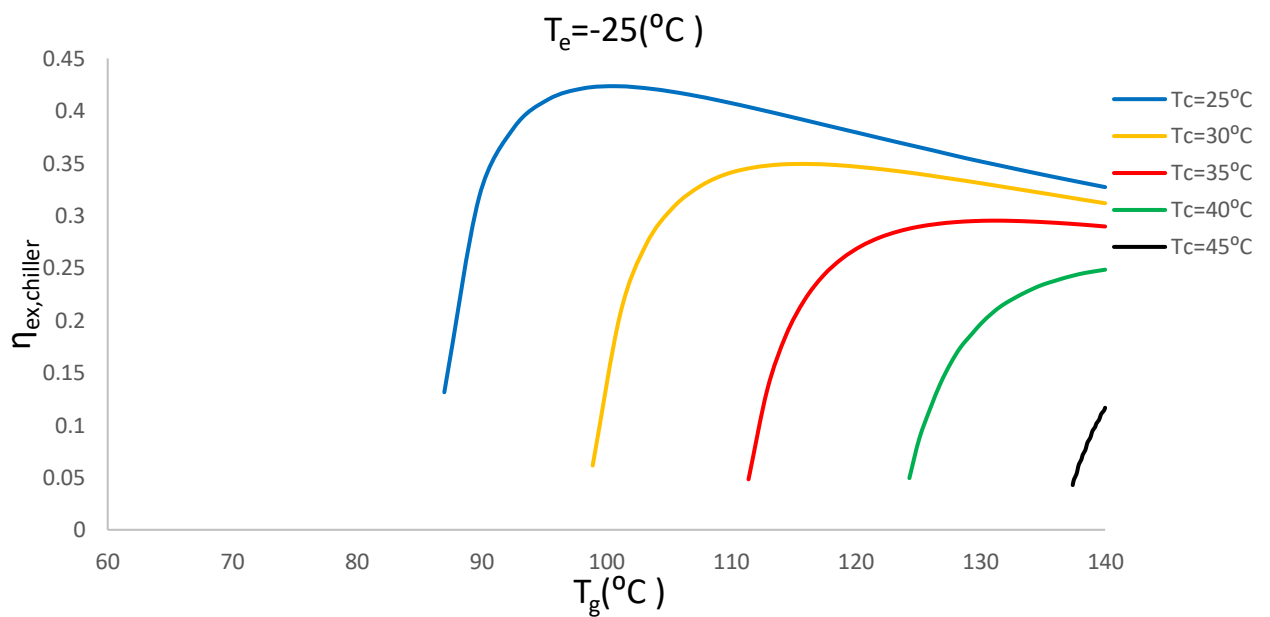
Διάγραμμα 4.8 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη ($\eta_{ex,chiller}$) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -15^{\circ}\text{C}$



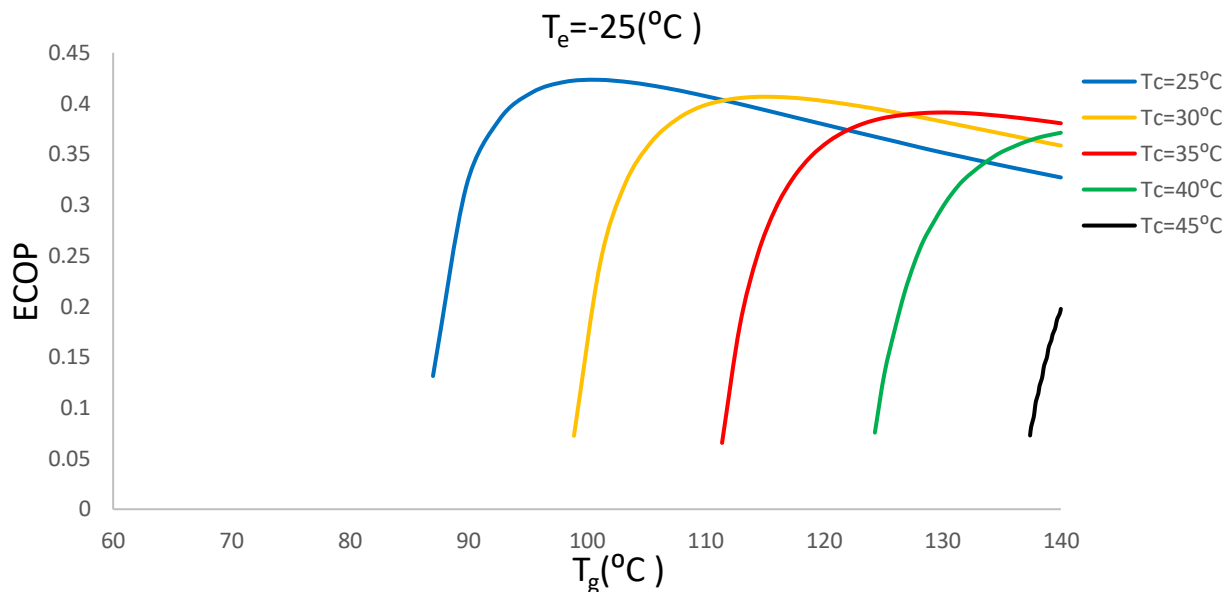
Διάγραμμα 4.9 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot (ECOP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -15^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 4.10 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -25^\circ\text{C}$



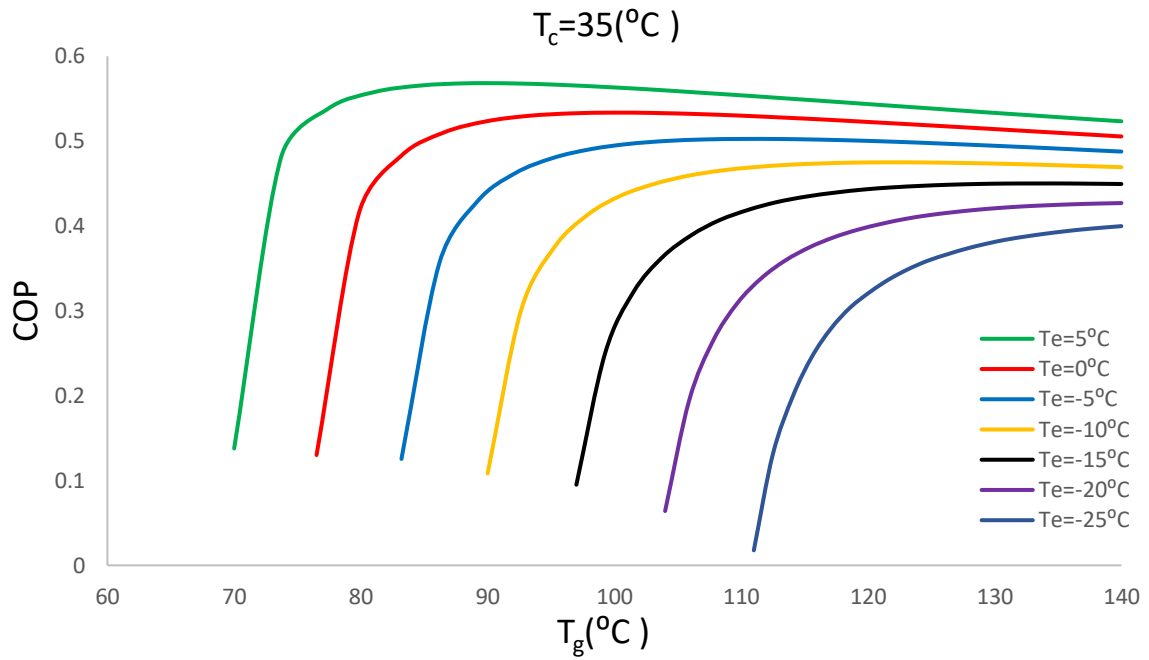
Διάγραμμα 4.11 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη ($\eta_{\text{ex,chiller}}$) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -25^\circ\text{C}$



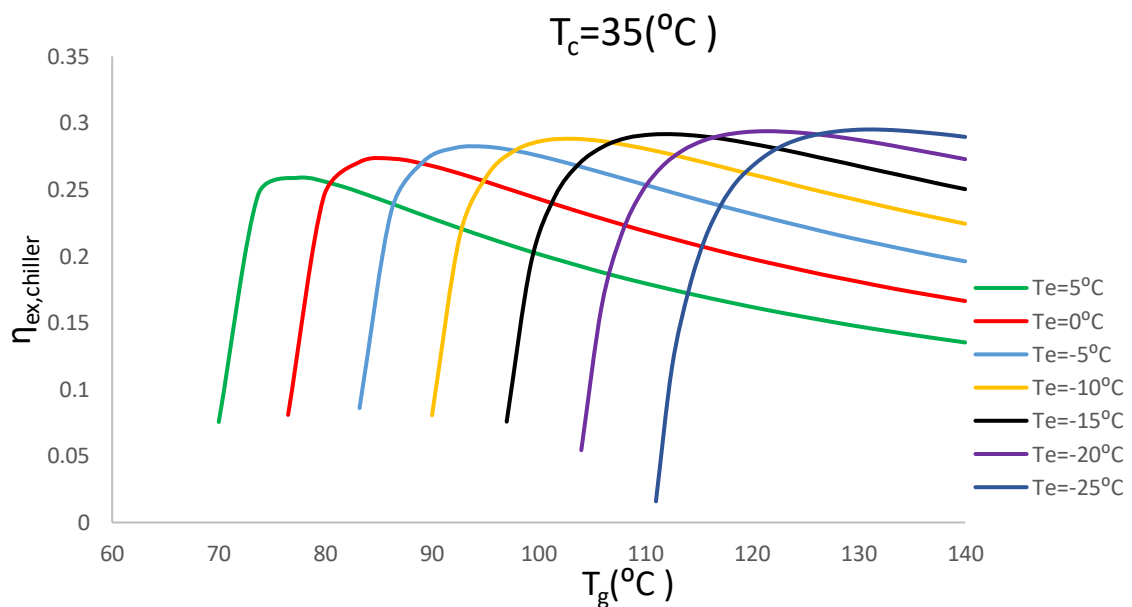
Διάγραμμα 4.12 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot (ECOP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -25^\circ\text{C}$

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι για δεδομένη θερμοκρασία ατμοποίησης T_e , αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c οδηγεί σε μείωση τόσο του συντελεστή συμπεριφοράς COP όσο και του εξεργειακό βαθμό απόδοσης για την ίδια θερμοκρασία γεννήτριας T_g . Αντιθέτως, βελτίωση παρατηρείται στον ECOP, δηλαδή προσεγγίζει καλύτερα τον ψυκτικό κύκλο του Carnot. Η επίδραση αυτή στα δύο πρώτα μεγέθη οφείλεται στο γεγονός ότι όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης τόσο δυσχεραίνεται η παραγωγή ψύξης με αποτέλεσμα να απαιτείται καλύτερη ποιότητα θερμότητας εισόδου στην ψυκτική εγκατάσταση. Επιπλέον, η βέλτιστη θερμοκρασία της γεννήτριας T_g για κάθε μέγεθος αυξάνεται με αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Σημαντική παρατήρηση από την ανάλυση των διαγραμμάτων αποτελεί το γεγονός ότι η μεγιστοποίηση των τριών αυτών μεγεθών δεν πραγματοποιείται στην ίδια θερμοκρασία γεννήτριας, πρόβλημα που εξετάζεται στη συνέχεια.

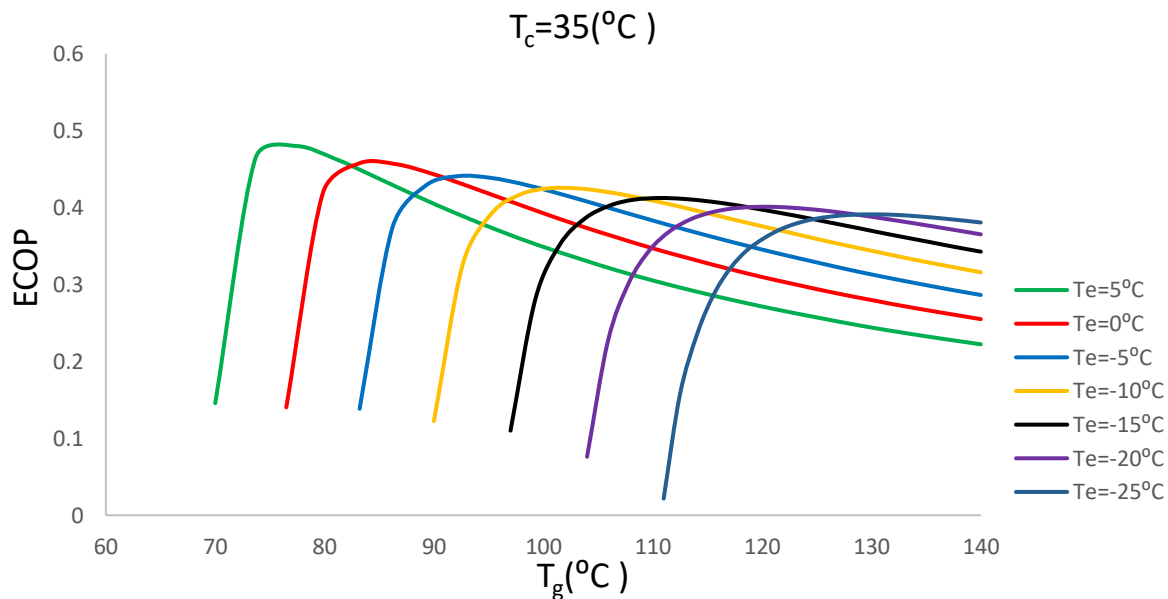
Σε συνέχεια της θερμοδυναμικής ανάλυσης του συστήματος παρατίθενται διαγράμματα στα οποία αποτυπώνεται η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης στον ψύκτη απορρόφησης. Η θερμοκρασία συμπύκνωσης διατηρείται σταθερή στους 35°C , ενώ η θερμοκρασία ατμοποίησης κυμαίνεται από 5°C έως -25°C .



Διάγραμμα 4.13 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=35^{\circ}\text{C}$



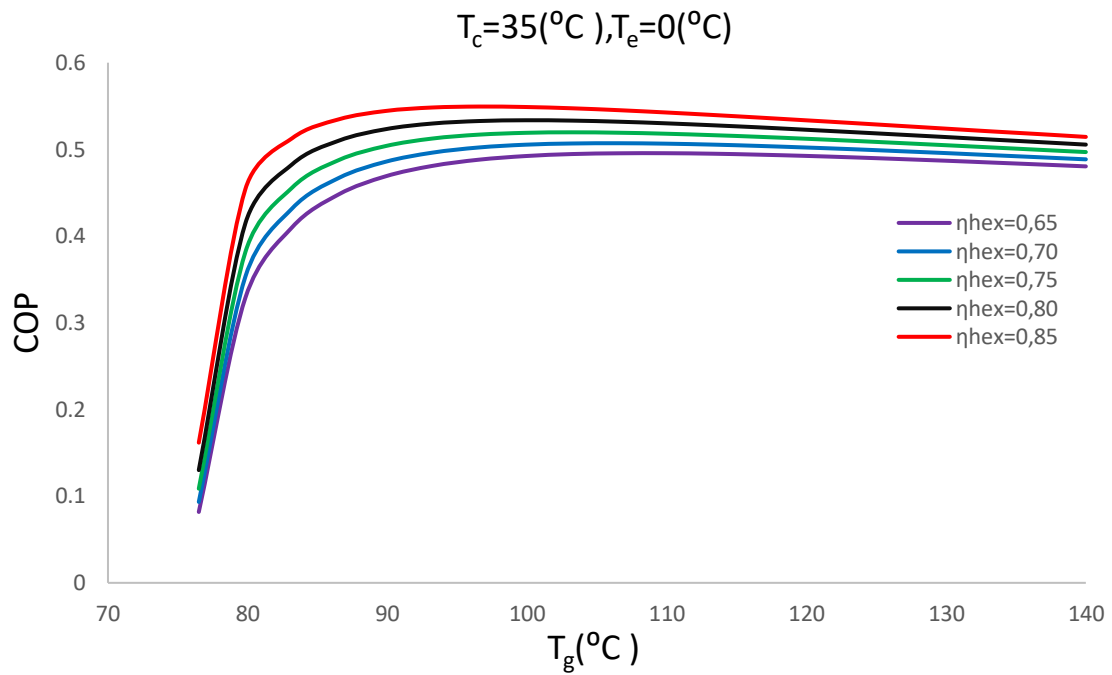
Διάγραμμα 4.14 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη ($\eta_{ex,chiller}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=35^{\circ}\text{C}$



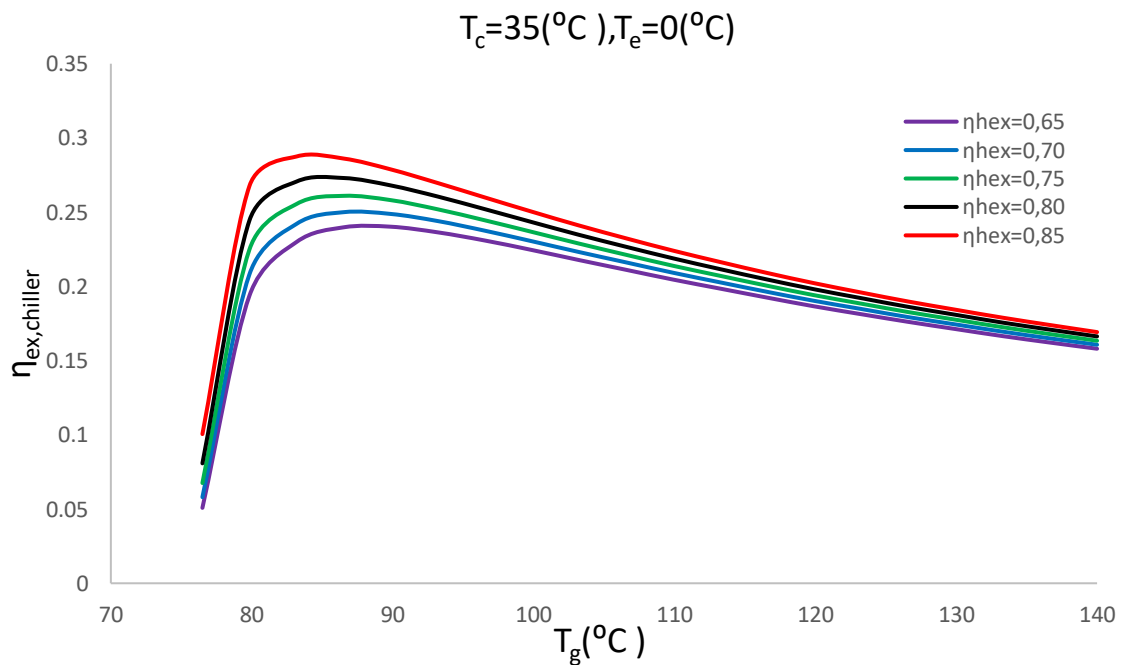
Διάγραμμα 4.15 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot (ECOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=35^{\circ}\text{C}$

Αξιοσημείωτα συμπεράσματα από την παρατήρηση των παραπάνω διαγραμμάτων εξάγονται από την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης T_e διατηρώντας σταθερή τη θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c . Πιο συγκεκριμένα, για υψηλότερη T_e απαιτείται χαμηλότερη θερμοκρασία γεννήτριας T_g για τη μεγιστοποίηση του COP. Συμπέρασμα λογικό αν αναλογιστεί κανείς ότι η παραγωγή ψύξης ευνοείται σε υψηλότερες θερμοκρασίες καθιστώντας την μια πιο εύκολη διαδικασία. Από την άλλη, η επίδραση αυτής της αύξησης επιδρά με αντίθετο τρόπο στην εξεργειακή απόδοση του ψύκτη, προκαλώντας τη μείωσή της. Τέλος, αξίζει να τονισθεί ότι ύστερα από την επίτευξη του μεγίστου στην καμπύλη του COP, παρατηρείται μία σταθεροποίηση στον συντελεστή συμπεριφοράς με μία μικρή μείωση, σε αντίθεση με τις άλλες δύο καμπύλες όπου η μείωση είναι εμφανώς πιο έντονη.

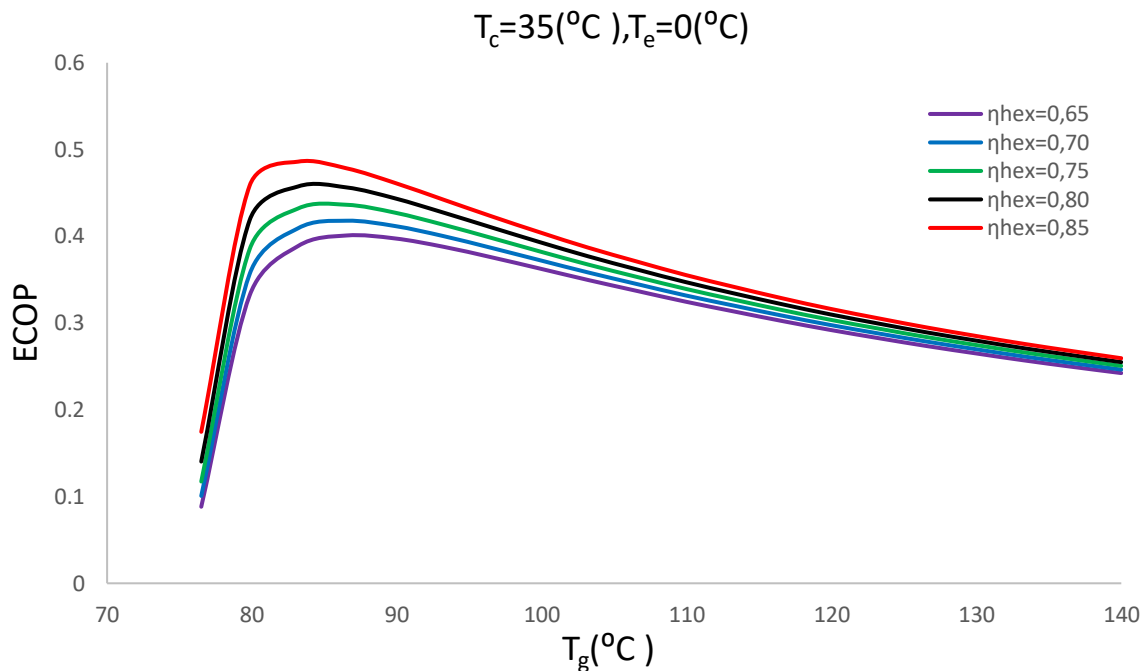
Παρακάτω παρατίθενται διαγράμματα όπου απεικονίζεται η επίδραση του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας στον ψύκτη απορρόφησης.



Διάγραμμα 4.16 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για διάφορους βαθμούς απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας με $T_c=35^{\circ}\text{C}$ και $T_e=0^{\circ}\text{C}$



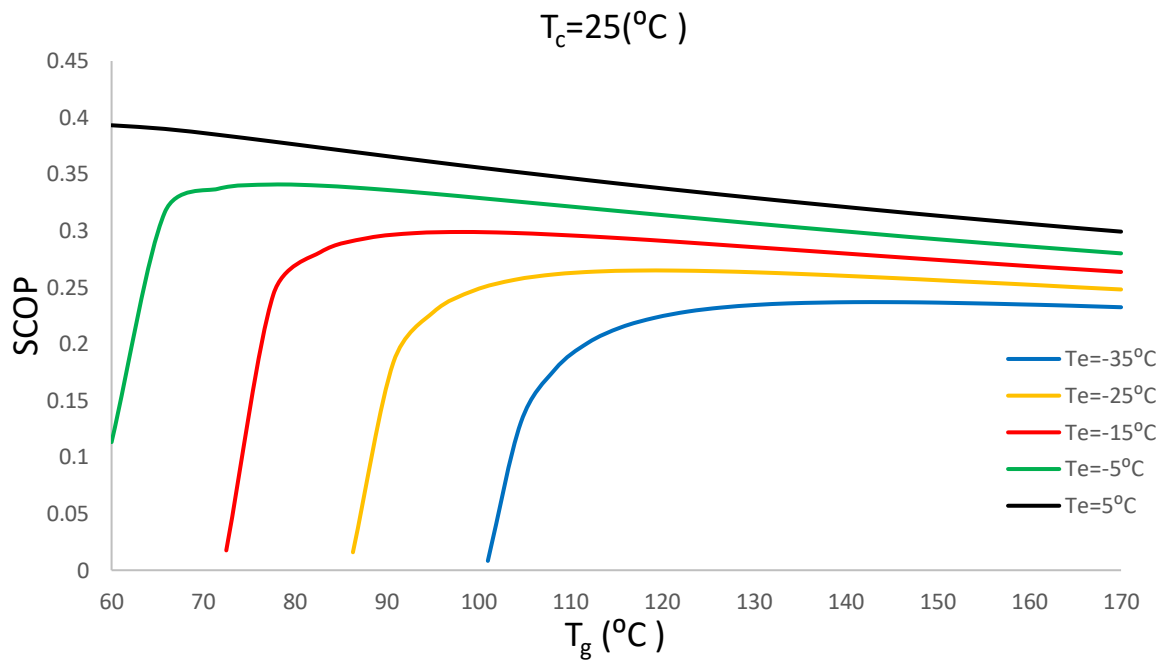
Διάγραμμα 4.17 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ψύκτη ($\eta_{ex, chiller}$) για διάφορους βαθμούς απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας με $T_c=35^{\circ}\text{C}$ και $T_e=0^{\circ}\text{C}$



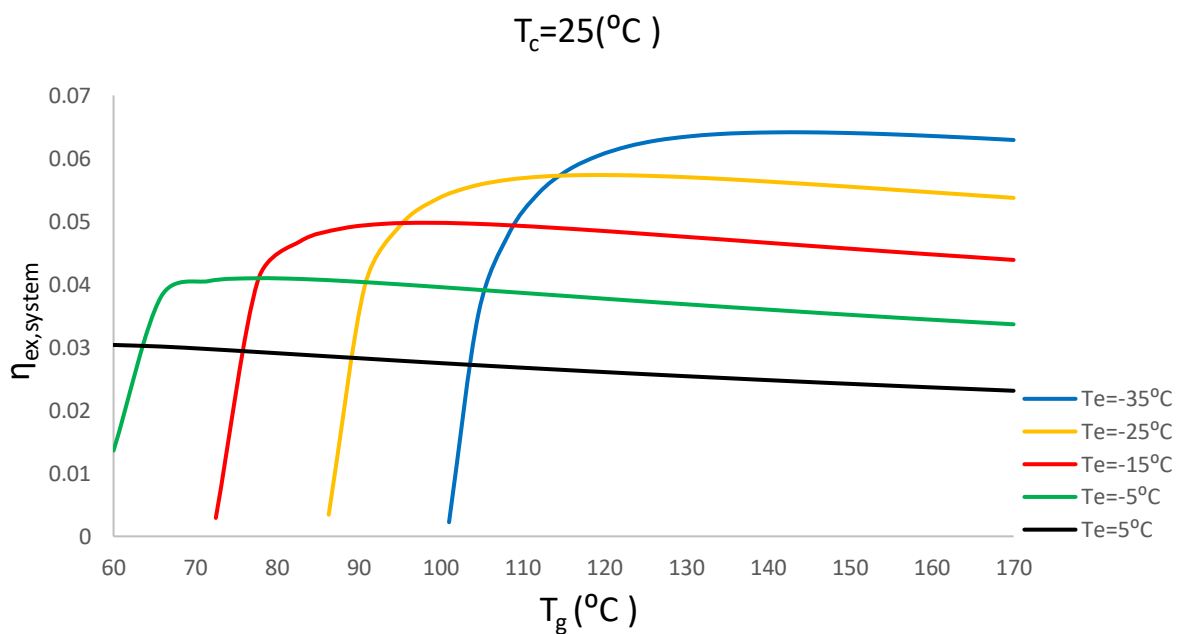
Διάγραμμα 4.18 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης ως προς τον κύκλο Carnot (ECOP) για διάφορους βαθμούς απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας με $T_c=35^{\circ}\text{C}$ και $T_e=0^{\circ}\text{C}$

Από τα παραπάνω διαγράμματα γίνεται εμφανές ότι όσο αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας η_{hex} τόσο παρατηρείται βελτίωση και στα τρία εξεταζόμενα μεγέθη. Όπως γίνεται εύκολα αντιληπτό, ύστερα από την επίτευξη του μεγίστου στο συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη COP παρατηρείται μία σταθεροποίηση στην τιμή του ανεξαρτήτως περαιτέρω αύξησης της θερμοκρασίας της γεννήτριας. Επίσης, γεγονός αποτελεί ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία της γεννήτριας, οι καμπύλες για τις διάφορες τιμές του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας τείνουν να ταυτιστούν.

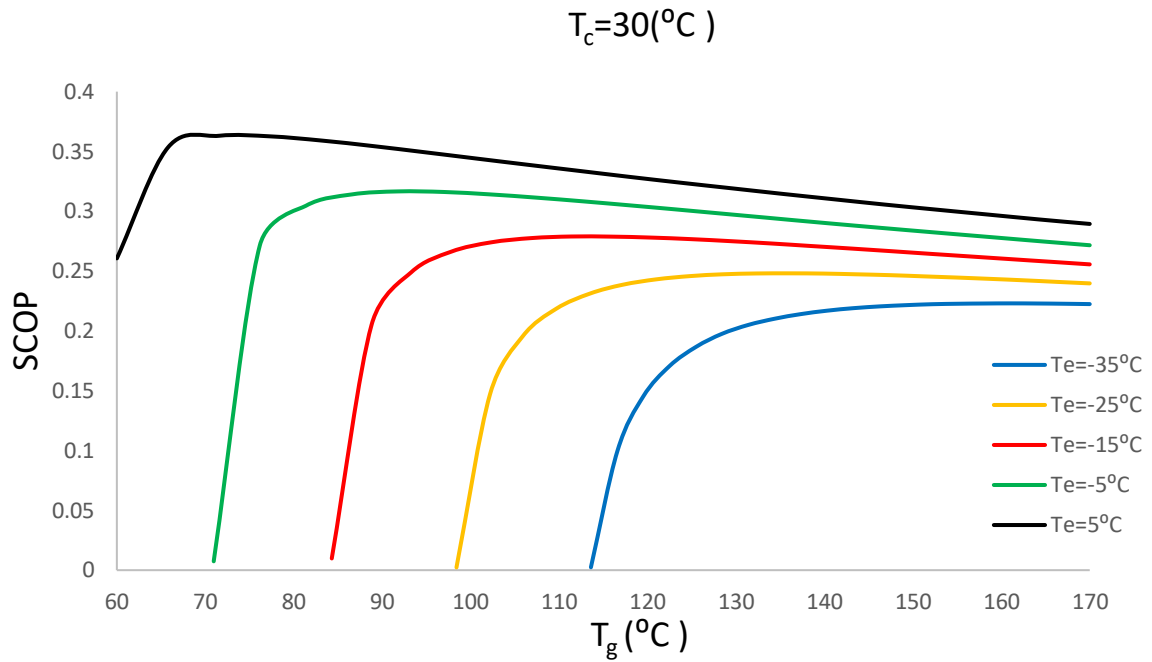
Με στόχο την εμβάθυνση της θερμοδυναμικής ανάλυσης, εξετάζεται στη συνέχεια η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας T_g στον συντελεστή συμπεριφοράς ολόκληρου του συστήματος (SCOP) καθώς επίσης και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ολόκληρης της εγκατάστασης ($\eta_{ex,system}$) με θερμοκρασία του ήλιου T_{sun} να ορίζεται στους 5770 K. Πιο συγκεκριμένα μελετάται η απόδοση του συστήματος για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας ατμοποίησης που κυμαίνονται από -35°C έως 5°C διατηρώντας κάθε φορά σταθερή τη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Η θερμοκρασία συμπύκνωσης εξετάσθηκε από 25°C έως 45°C .



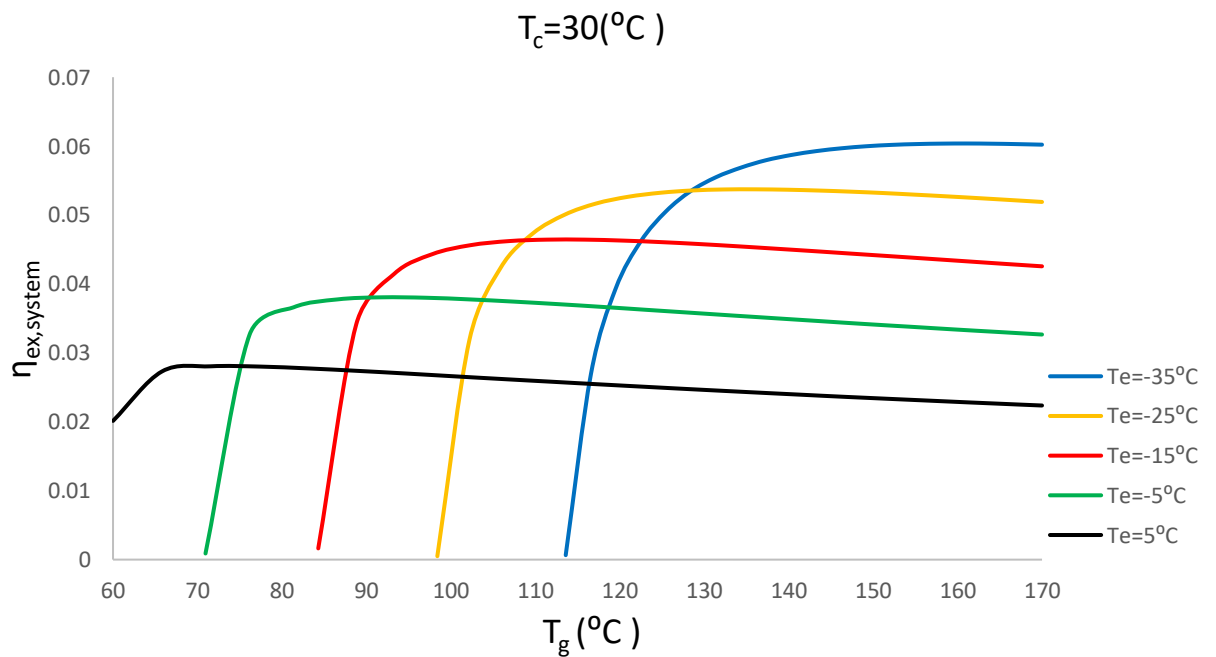
Διάγραμμα 4.19 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=25^{\circ}\text{C}$



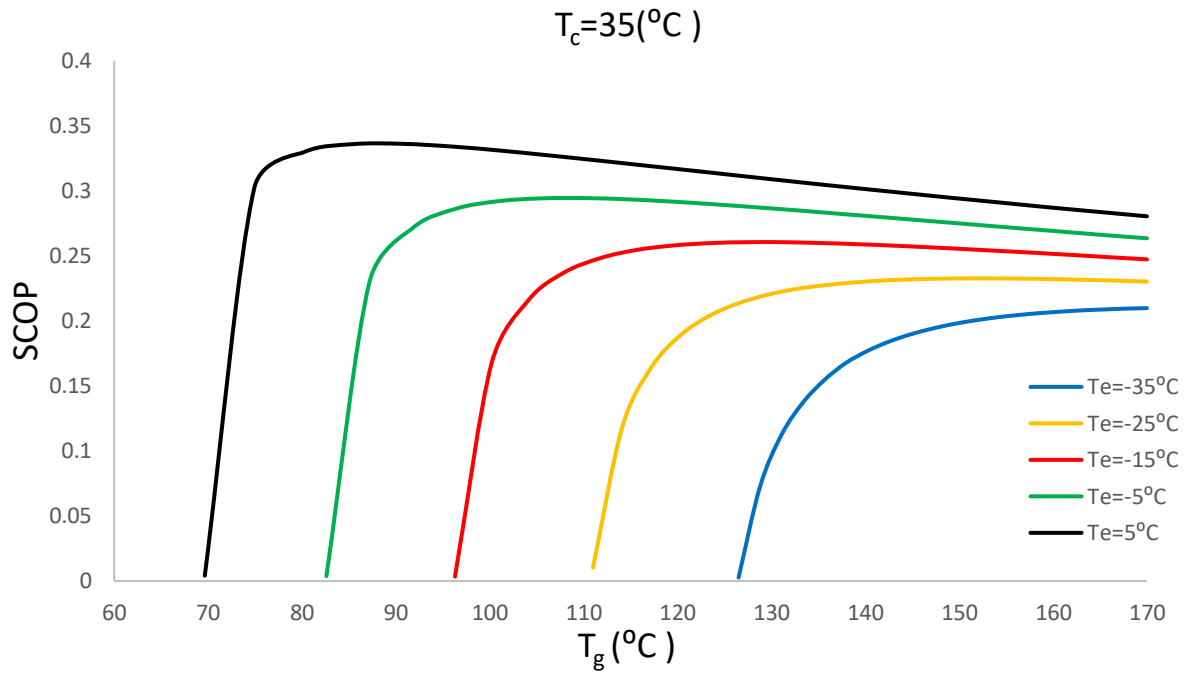
Διάγραμμα 4.20 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{\text{ex,system}}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=25^{\circ}\text{C}$



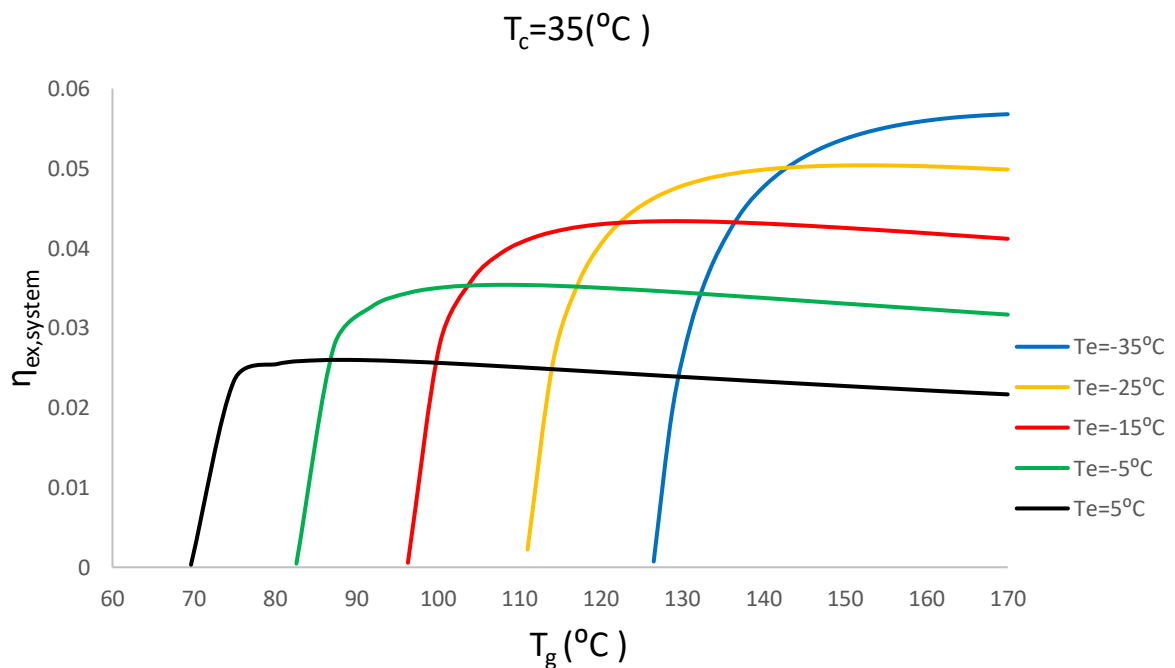
Διάγραμμα 4.21 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=30^{\circ}\text{C}$



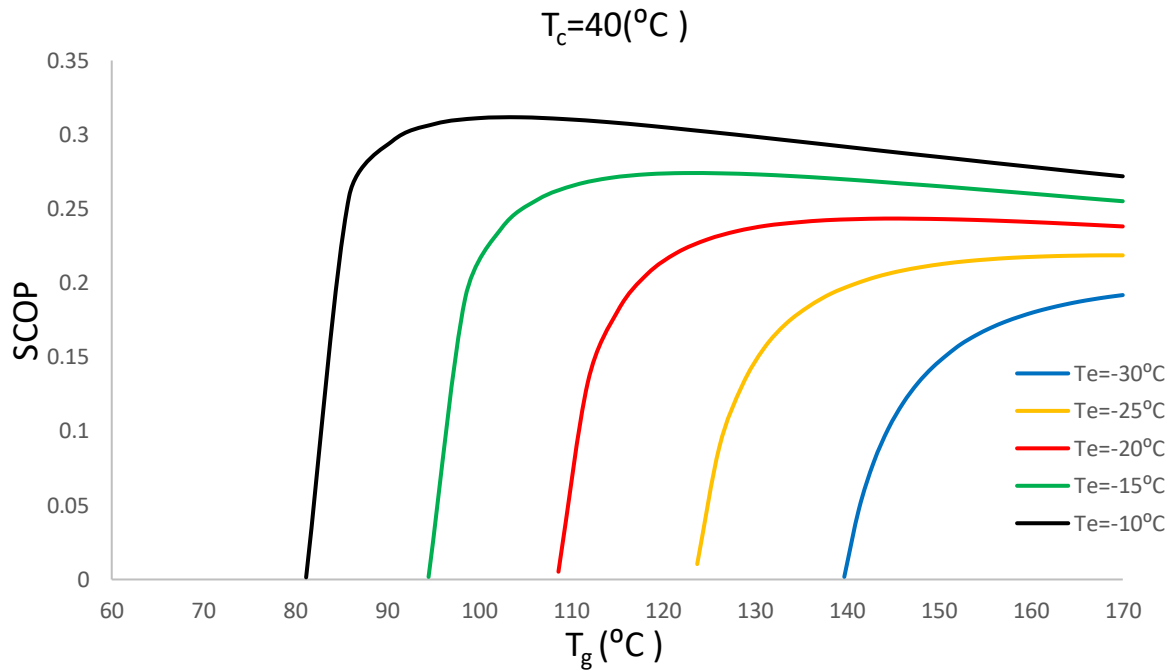
Διάγραμμα 4.22 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{\text{ex,system}}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=30^{\circ}\text{C}$



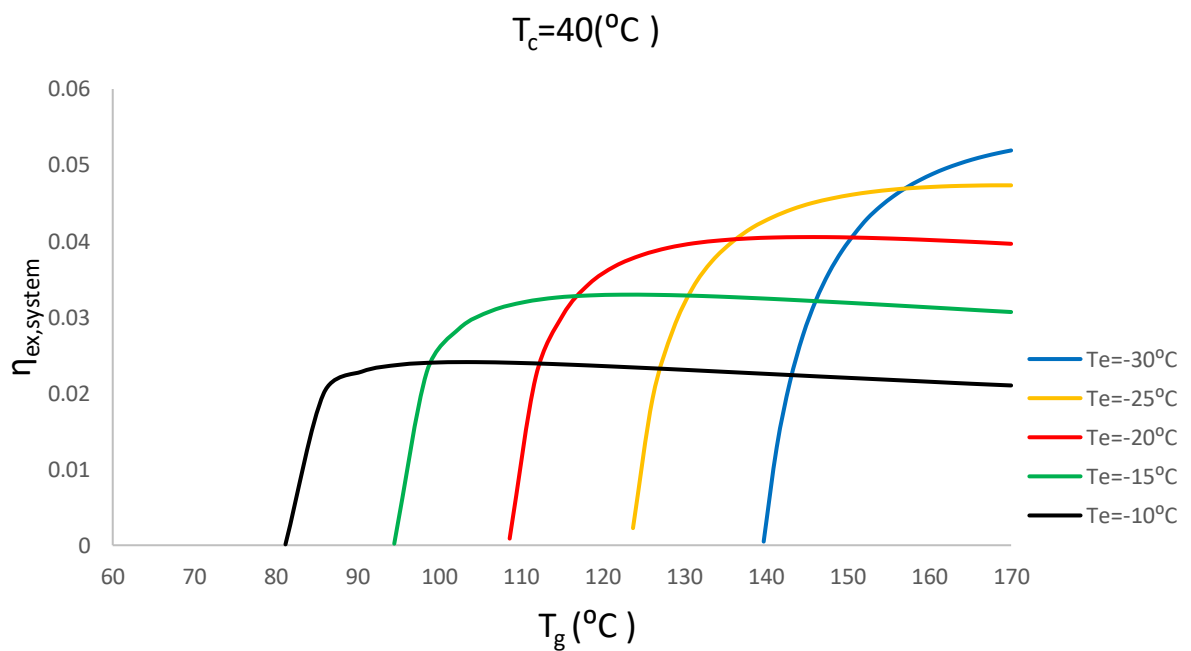
Διάγραμμα 4.23 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=35^{\circ}\text{C}$



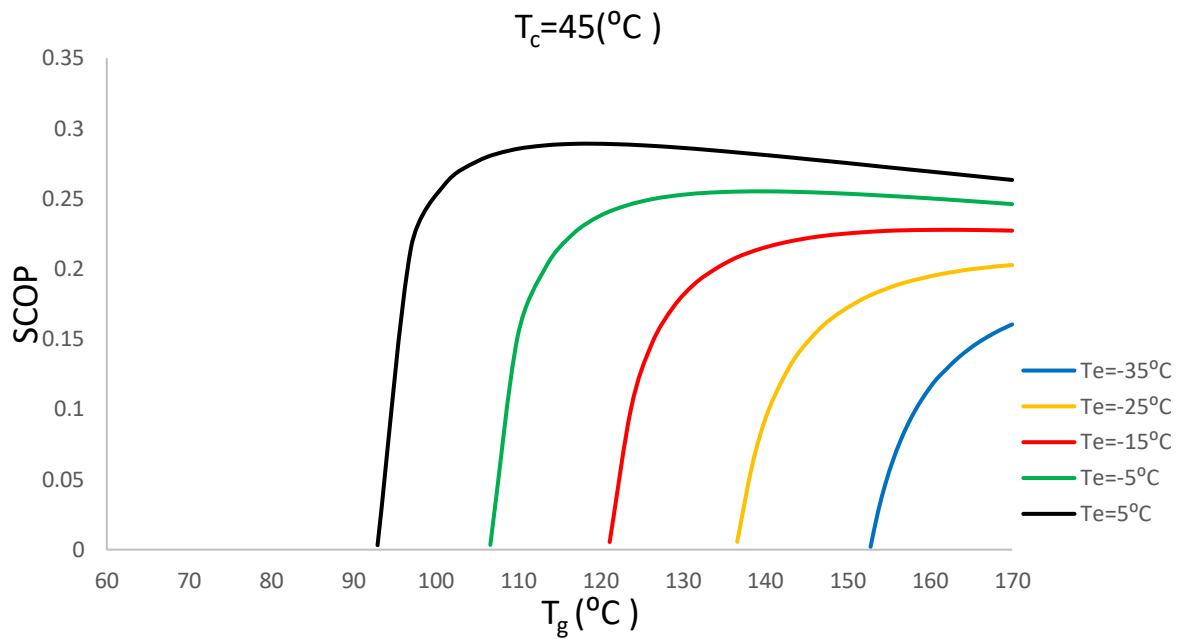
Διάγραμμα 4.24 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=35^{\circ}\text{C}$



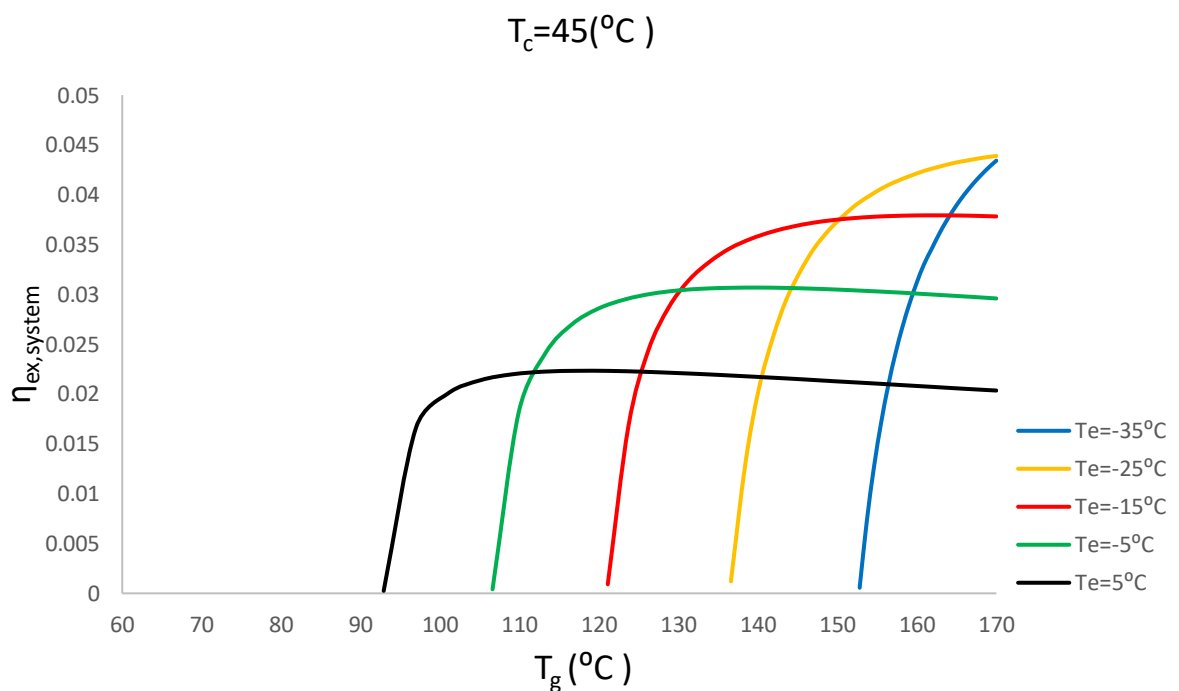
Διάγραμμα 4.25 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=40^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 4.26 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=40^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 4.27 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=45^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 4.28 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $T_c=45^{\circ}\text{C}$

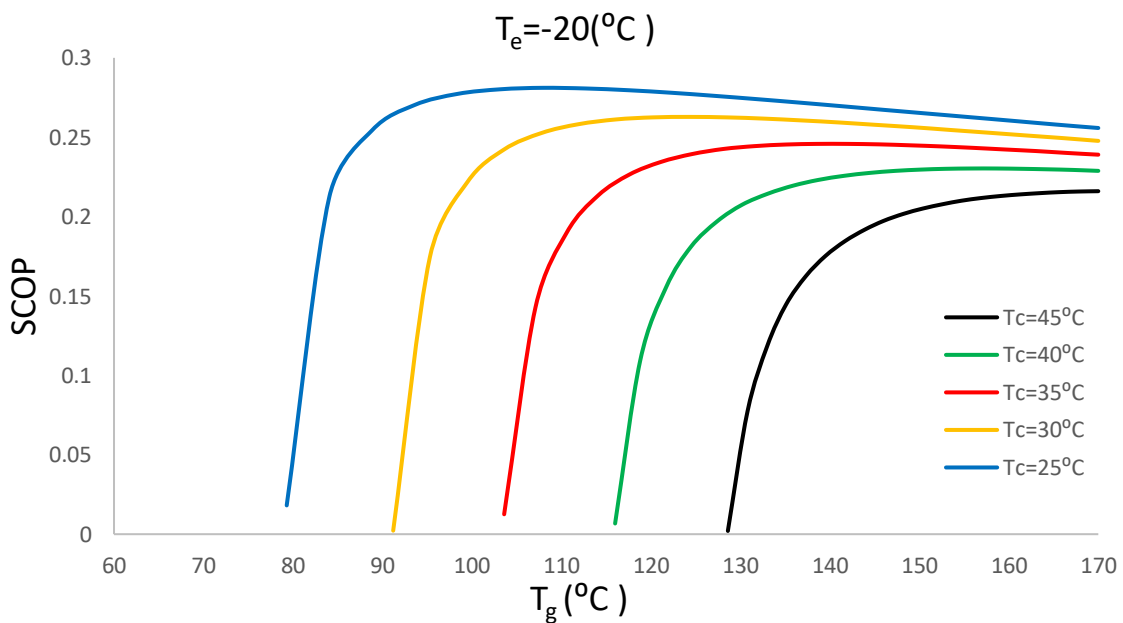
Ύστερα από παρατήρηση των παραπάνω διαγραμμάτων, συμπεραίνουμε ότι όσο αυξάνει η θερμοκρασία ατμοποίησης T_e τόσο αυξάνει και ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος ψύξης SCOP. Αντίθετη επίδραση βέβαια παρατηρείται στην εξεργειακή απόδοσή του. Επιπλέον, σε κάθε περίπτωση υπάρχει μία βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας T_g , η οποία μεγιστοποιεί συγχρόνως και τα δύο μεγέθη. Το γεγονός αυτό εξηγείται από την ακόλουθη εξίσωση, η οποία αποτελεί αποτέλεσμα της εξίσωσης 4.1.2.

$$\frac{d\eta_{ex,system}}{dT_g} = f(T_e) \cdot \frac{dSCOP}{dT_g}, \quad (4.1.1)$$

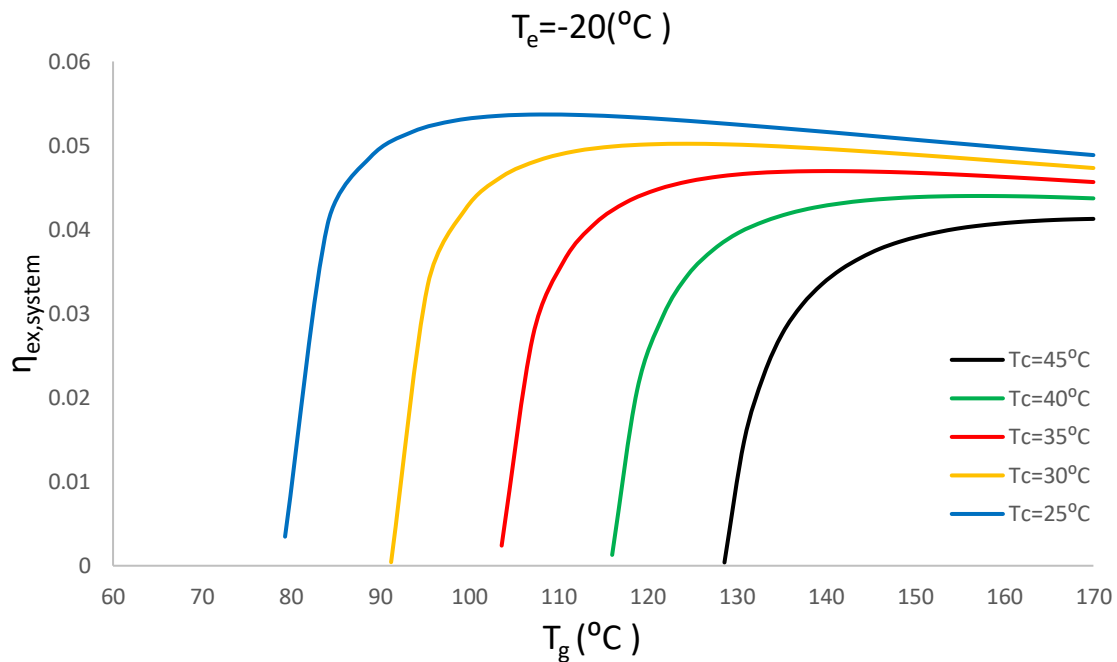
$$\eta_{ex,system} = SCOP \cdot \frac{\left(\frac{T_0}{T_e}-1\right)}{\left[1-\frac{4}{3}\frac{T_0}{T_{sun}}+\frac{1}{3}\left(\frac{T_0}{T_{sun}}\right)^4\right]} = SCOP \cdot f(T_e), \quad (4.1.2)$$

Πιο συγκεκριμένα η εξίσωση 4.1.1 δείχνει ότι ο μηδενισμός της παραγώγου της εξεργειακής απόδοσης του συστήματος σημειώνεται ταυτοχρόνως με τον μηδενισμό της παραγώγου του SCOP, γεγονός που αποδεικνύει την κοινή βέλτιστη τιμή της θερμοκρασίας, καθώς παρουσιάζουν και οι δύο καμπύλες ακρότατο για την τιμή αυτή.

Για την βέλτιστη δυνατή εποπτεία ολόκληρου του συστήματος κρίνεται απαραίτητη η προσθήκη των παρακάτω διαγραμμάτων, όπου μελετάται η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης διατηρώντας τη θερμοκρασία ατμοποίησης σταθερή στους -20°C .



Διάγραμμα 4.29 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -20^\circ\text{C}$

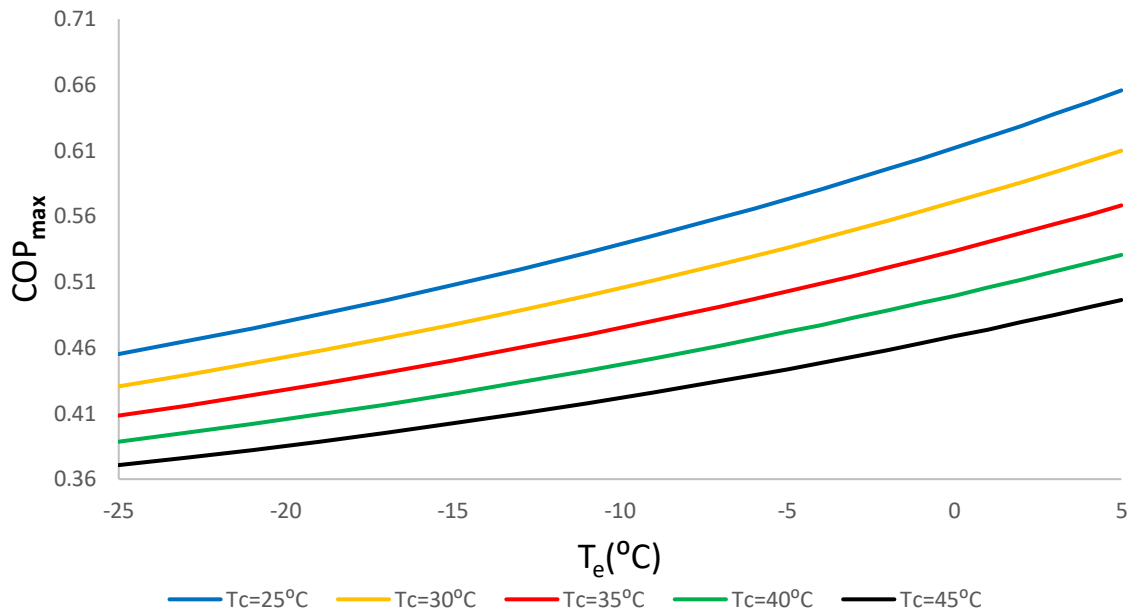


Διάγραμμα 4.30 Η επίδραση της θερμοκρασίας της γεννήτριας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $T_e = -20^{\circ}\text{C}$

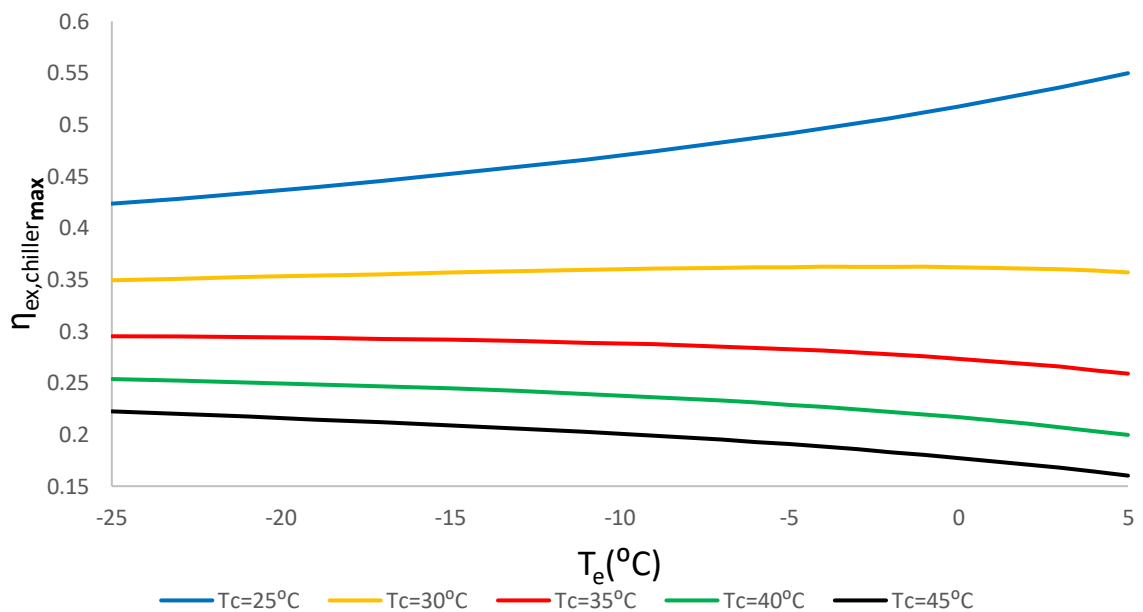
Τα διαγράμματα 4.29 και 4.30 επαληθεύουν το γεγονός ότι υψηλότερες θερμοκρασίες συμπύκνωσης απαιτούν υψηλότερες θερμοκρασίες γεννήτριας για μεγιστοποίηση τόσο του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος όσο και του SCOP.

Όπως γίνεται εύκολα αντιληπτό η μεγιστοποίηση της ενεργειακής και εξεργειακής απόδοσης τόσο του ψύκτη όσο και ολόκληρου του συστήματος αποτελεί πρωταρχικός στόχος της θερμοδυναμικής ανάλυσης. Συνεπώς, η προσθήκη διαγραμμάτων με διάφορους συνδιασμούς θερμοκρασιών συμπύκνωσης και ατμοποίησης, οι οποίοι μεγιστοποιούν τα μεγέθη αυτά κρίνεται άκρως απαραίτητη.

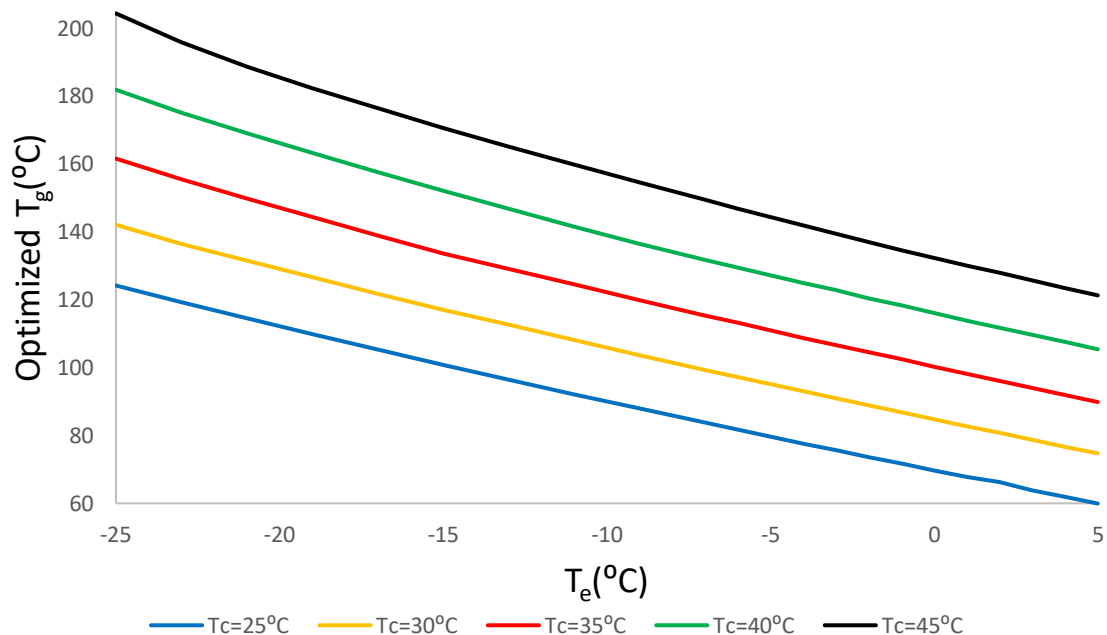
Αρχικά, παρατίθενται σχετικά διαγράμματα που αφορούν την απόδοση του ψύκτη, καθώς επίσης προστίθεται διάγραμμα που απεικονίζει τη βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας για κάθε μέγεθος ξεχωριστά ώστε να γίνει αντιληπτή η διαφορά της βέλτιστης θερμοκρασίας για τον συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη και του εξεργειακού βαθμού απόδοσής του.



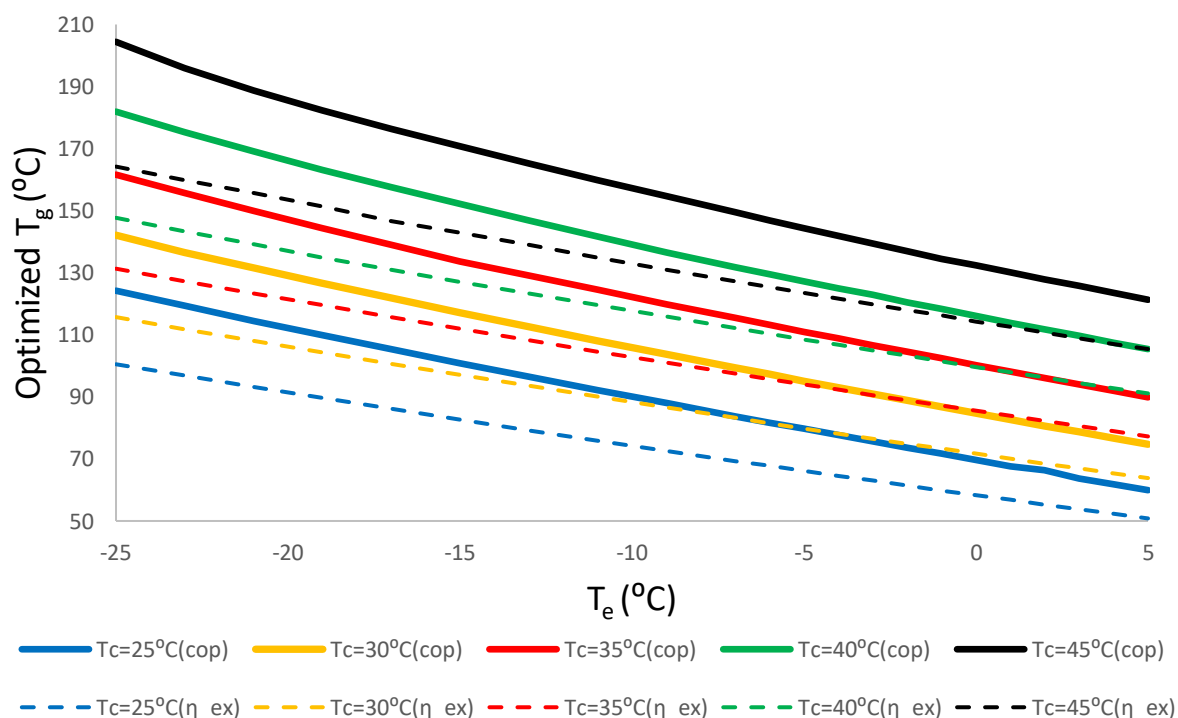
Διάγραμμα 4.31 Βέλτιστες τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη (COP_{max}) για διαφορετικούς συνδιασμούς θερμοκρασιών συμπύκνωσης και ατμοποίησης (βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας)



Διάγραμμα 4.32 Βέλτιστες τιμές του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του ψύκτη (η_{ex,chiller,max}) για διαφορετικούς συνδιασμούς θερμοκρασιών συμπύκνωσης και ατμοποίησης (βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας)



Διάγραμμα 4.33 Βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για μεγιστοποίηση του COP για διαφορετικούς συνδιασμούς θερμοκρασιών συμπύκνωσης και ατμοποίησης



Διάγραμμα 4.34 Βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για μεγιστοποίηση του COP και $\eta_{ex, chiller, max}$ για διαφορετικούς συνδιασμούς θερμοκρασιών συμπύκνωσης και ατμοποίησης

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρούμε ότι αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης προκαλεί ταυτόχρονη αύξηση στη μέγιστη τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη COP_{max} , αντιθέτως μεγαλύτερες θερμοκρασίες συμπύκνωσης οδηγούν σε χαμηλότερες τιμές του COP_{max} . Σε ενδιαφέρον συμπεράσματα καταλήγουμε από την παρατήρηση του διαγράμματος 4.32. Πιο συγκεκριμένα, για $T_c=30^{\circ}C$ διαπιστώνουμε ότι αυξομειώσεις της θερμοκρασίας ατμοποίησης δεν επιδρούν σημαντικά στη μέγιστη τιμή του $\eta_{ex,chiller_{max}}$, η οποία κυμαίνεται διαρκώς στην τιμή 0.35. Επιπλέον, για $T_c<30^{\circ}C$ η καμπύλη του $\eta_{ex,chiller_{max}}$ ακολουθεί την ίδια πορεία με αυτή του COP_{max} , ενώ για $T_c>30^{\circ}C$ αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης προκαλεί μείωση του μέγιστου εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Η μείωση αυτή είναι μεγαλύτερη όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης.

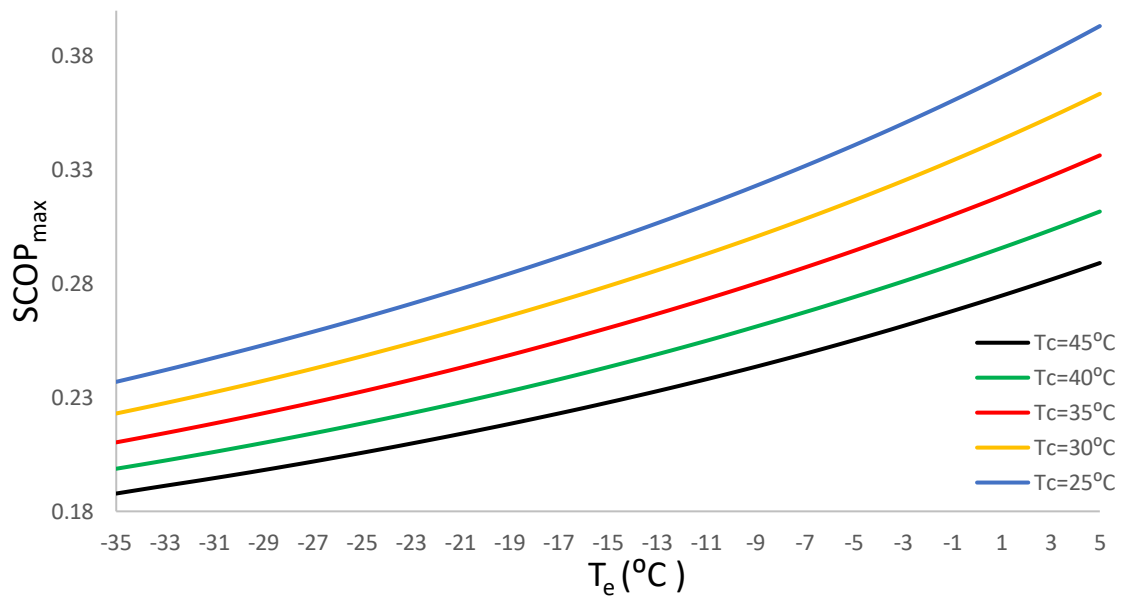
Τα διαγράμματα 4.33 και 4.34 καθιστούν πλέον εμφανές το γεγονός ότι η μεγιστοποίηση των δύο αυτών μεγεθών δεν πραγματοποιείται στη ίδια βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας, όσον αφορά τον ψύκτη. Η βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας και στις δύο περιπτώσεις ακολουθεί φθίνουσα πορεία με αύξηση της T_e , ενώ μεγαλύτερες θερμοκρασίες συμπύκνωσης απαιτούν υψηλότερες θερμοκρασίες γεννήτριας για τη βελτιστοποίηση τόσο του COP_{max} όσο και του $\eta_{ex,chiller_{max}}$. Παρακάτω, παρατίθεται πίνακας που απεικονίζει τη μέση θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ της βέλτιστης θερμοκρασίας γεννήτριας για το COP_{max} και του $\eta_{ex,chiller_{max}}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης με $-25^{\circ}C<T_e<5^{\circ}C$.

Θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c(^{\circ}C)$	Θερμοκρασιακή διαφορά (%)	Θερμοκρασιακή διαφορά (K)
25	20.75%	14.90
30	19.47%	16.72
35	18.67%	18.77
40	18.11%	20.96
45	17.89%	23.49

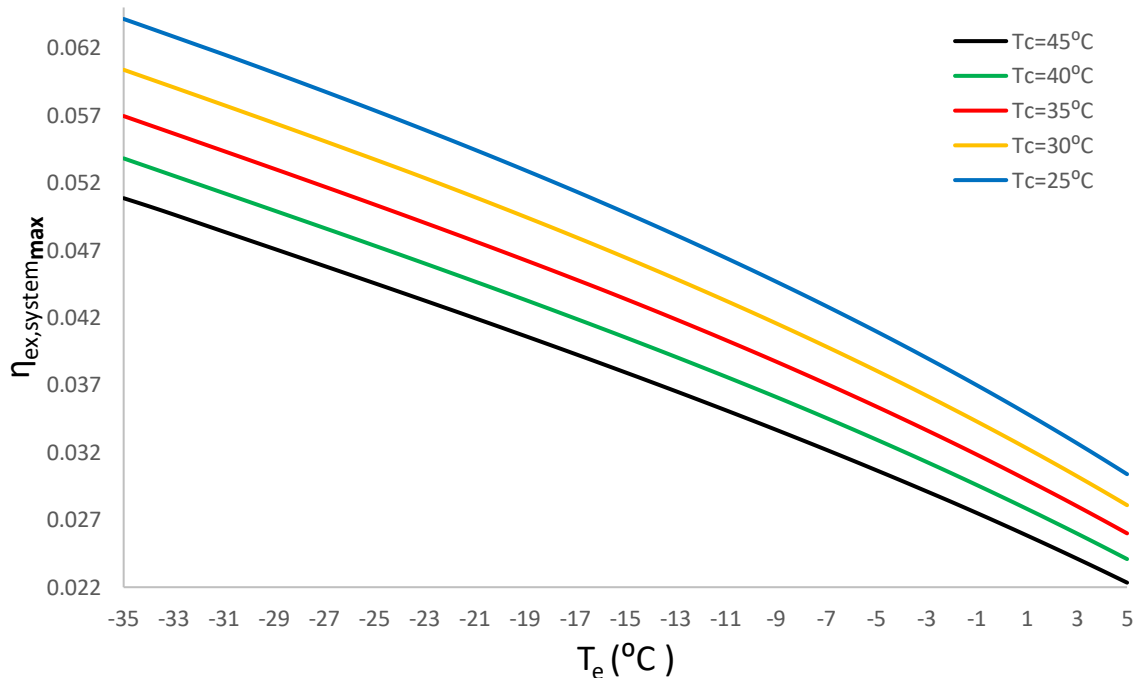
Πίνακας 4.1 Θερμοκρασιακή διαφορά της βέλτιστης θερμοκρασίας γεννήτριας για τη μεγιστοποίηση του COP_{max} και του $\eta_{ex,chiller_{max}}$

Η θερμοκρασιακή διαφορά καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης αυξάνεται τόσο ποσοστιαία όσο και ποσοτικά. Ο μέσος όρος της διαφοράς αυτής για $-25^{\circ}C<T_e<5^{\circ}C$ και $25^{\circ}C<T_c<45^{\circ}C$ ισούται με 18.98%. Συνεπώς, η επιλογή της θερμοκρασίας γεννήτριας δεν αποτελεί μονόδρομο, αλλά μία μεταβλητή που πρέπει να επιλέγεται με τέτοιο τρόπο ώστε να εξυπηρετεί κάθε φορά τον επιθυμητό στόχο.

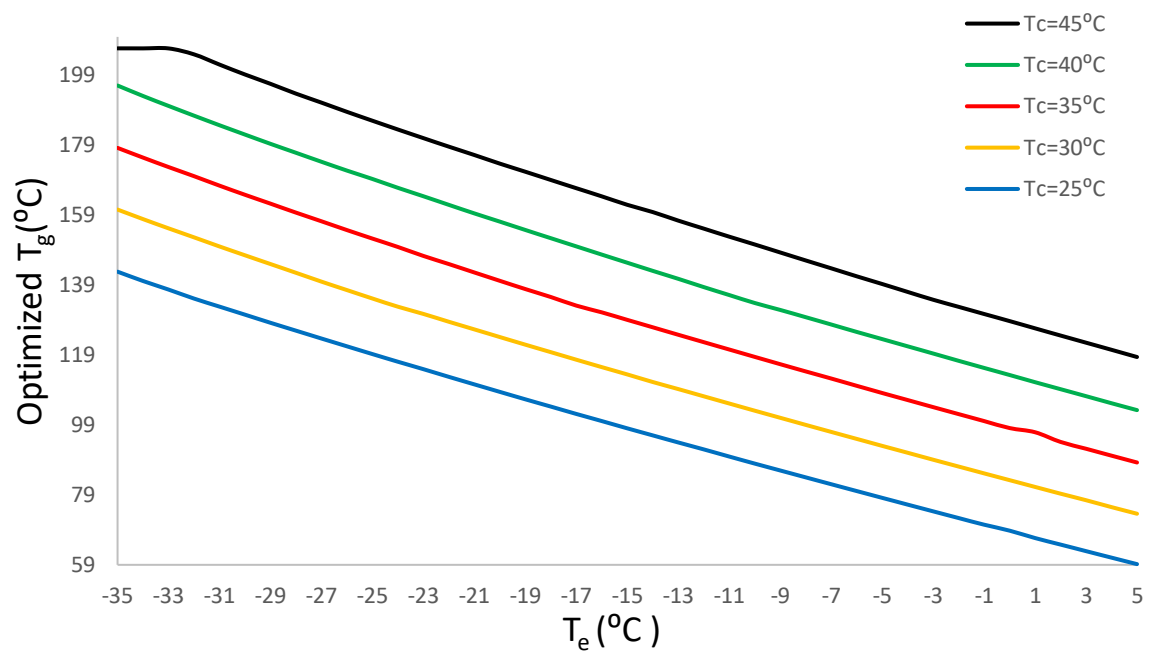
Στη συνέχεια, παρουσιάζονται παρομοιότυπα διαγράμματα που αφορούν τη μεγιστοποίηση της απόδοσης όλου του συστήματος τόσο ενεργειακά όσο και εξεργειακά. Επιπλέον, παρατίθενται διαγράμματα που αναδεικνύουν την κοινή βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας για τα μεγέθη αυτά, καθώς επίσης προστίθεται εποπτικό διάγραμμα για τη θερμοκρασιακή διαφορά της βέλτιστης θερμοκρασίας γεννήτριας που μεγιστοποιεί την εξεργειακή απόδοση του ψύκτη σε σχέση με εκείνη που μεγιστοποιεί όλου του συστήματος.



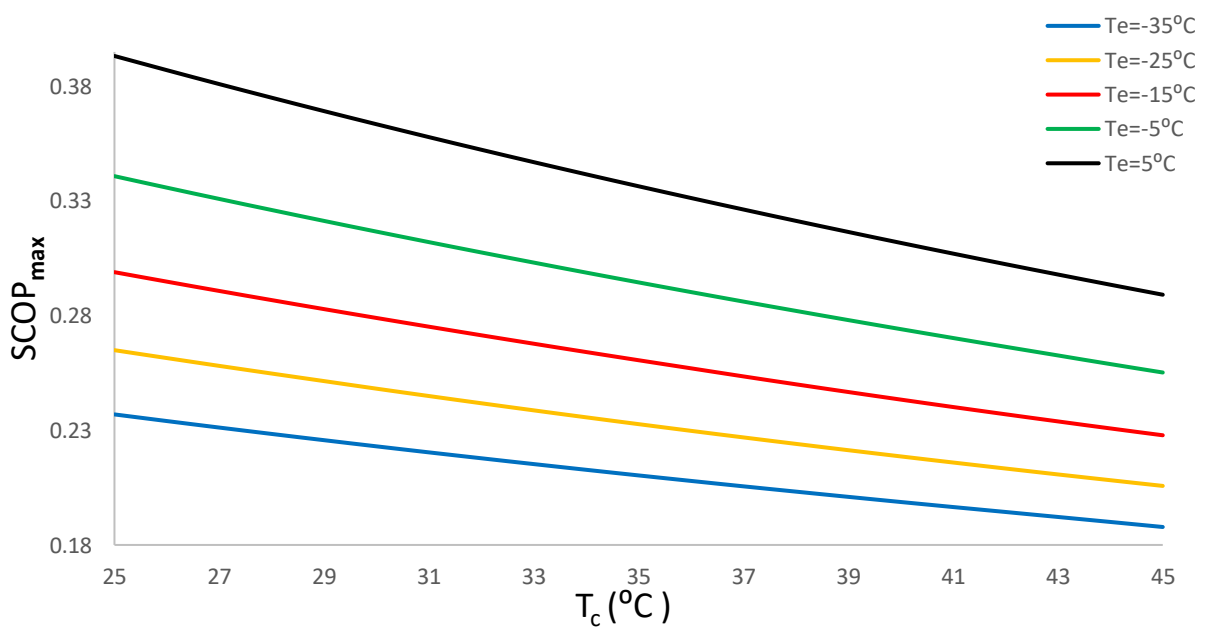
Διάγραμμα 4.35 Η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης στις βέλτιστες τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP_{max}) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης (βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας)



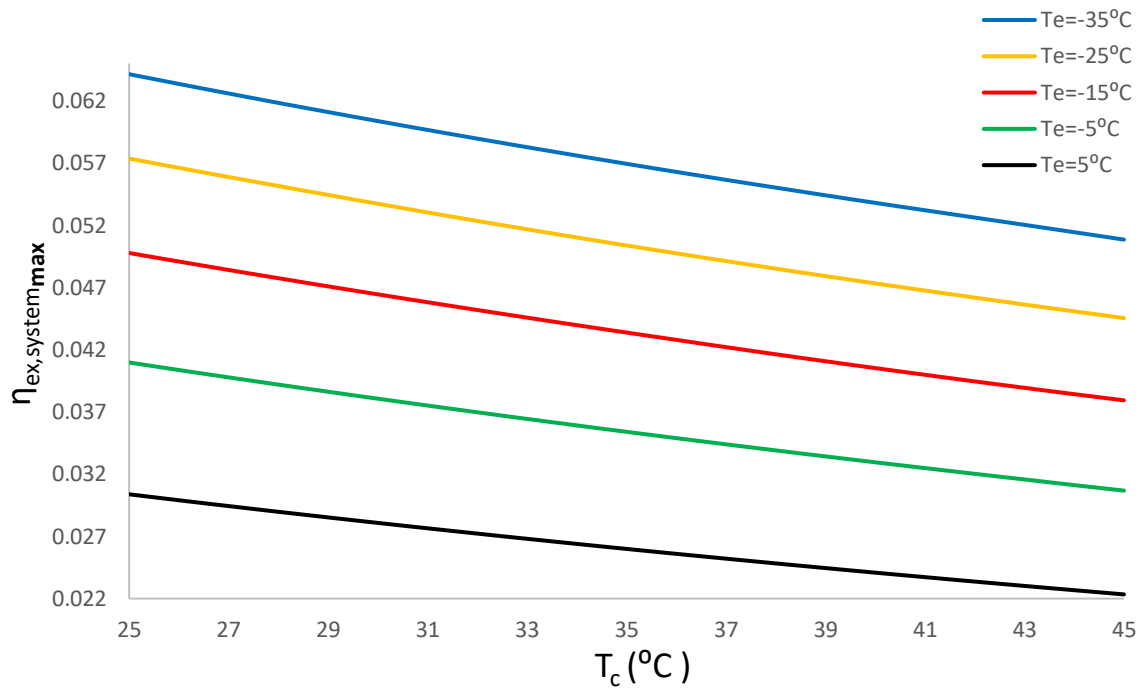
Διάγραμμα 4.36 Η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης στις βέλτιστες τιμές του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος (η_{ex,system}_{max}) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης (βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας)



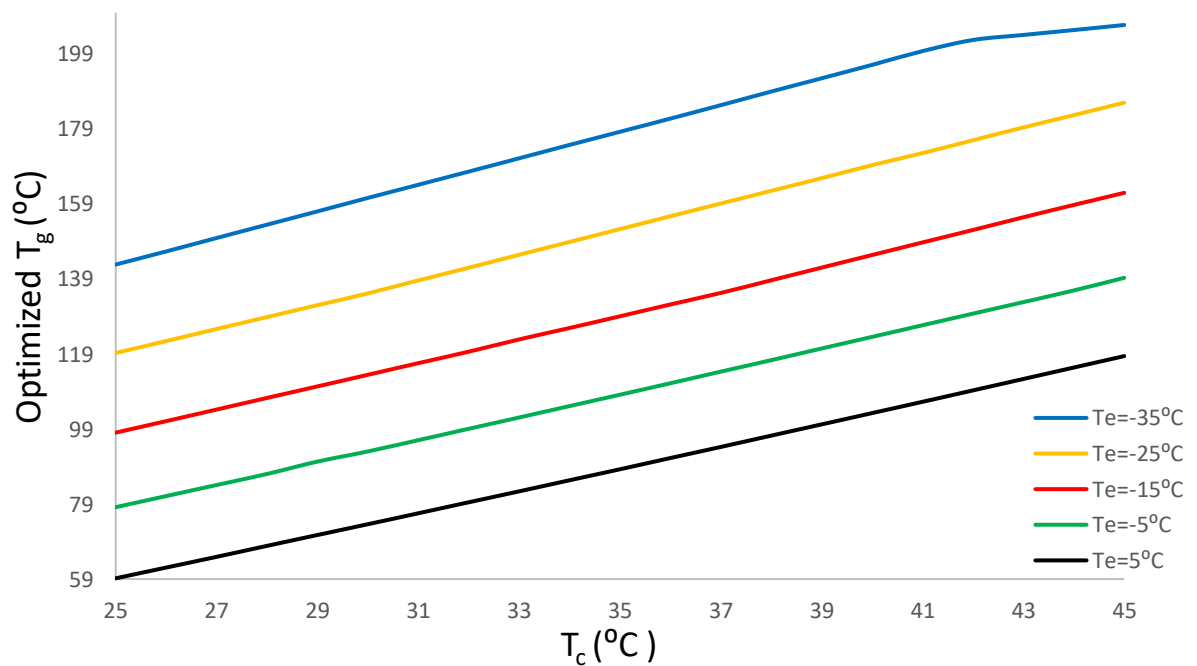
Διάγραμμα 4.37 Η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



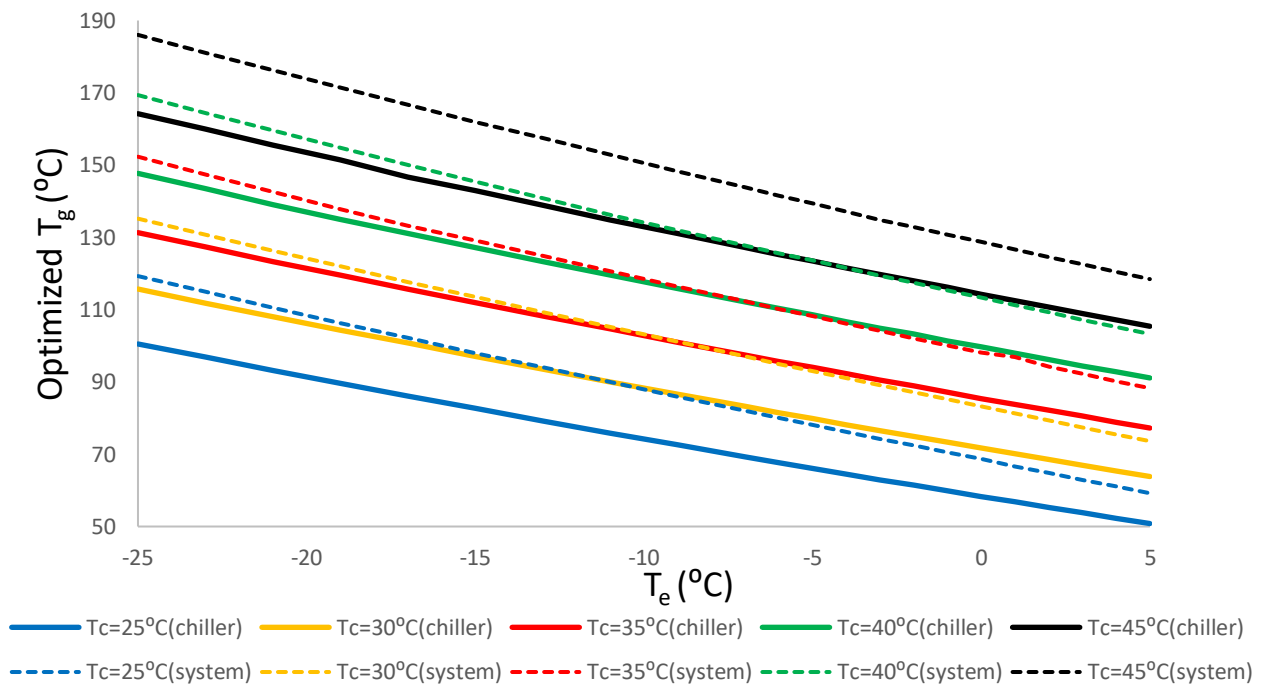
Διάγραμμα 4.38 Η επίδραση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης στις βέλτιστες τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος ($SCOP_{max}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης (βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας)



Διάγραμμα 4.39 Η επίδραση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης στις βέλτιστες τιμές του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system,max}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης (βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας)



Διάγραμμα 4.40 Η επίδραση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης



Διάγραμμα 4.41 Βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για μεγιστοποίηση του $\eta_{ex,chiller,max}$ και $\eta_{ex,system,max}$ για διαφορετικούς συνδιασμούς θερμοκρασιών συμπύκνωσης και ατμοποίησης

Τα διαγράμματα καθιστούν πλέον σαφή την επίδραση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης και ατμοποίησης στα θερμοδυναμικά μεγέθη του συστήματος όπως επίσης και στη βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας. Πιο συγκεκριμένα, αύξηση της T_e , οδηγεί σε αύξηση του βέλτιστου συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος, ενώ προκαλεί μείωση τόσο στον μέγιστο εξεργειακό βαθμό απόδοσής του όσο και στη βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας. Αντιθέτως, αύξηση της T_c , προκαλεί μείωση στο $SCOP_{max}$ και στον $\eta_{ex,system,max}$ καθώς επίσης οι μεγιστοποιήσεις απαιτούν υψηλότερες θερμοκρασίες γεννήτριας (Optimized T_g).

Όσον αφορά το διάγραμμα 4.41, παρατίθεται σχετικός πίνακας για τη διευκόλυνση της ανάλυσης της συμπεριφοράς του συστήματος.

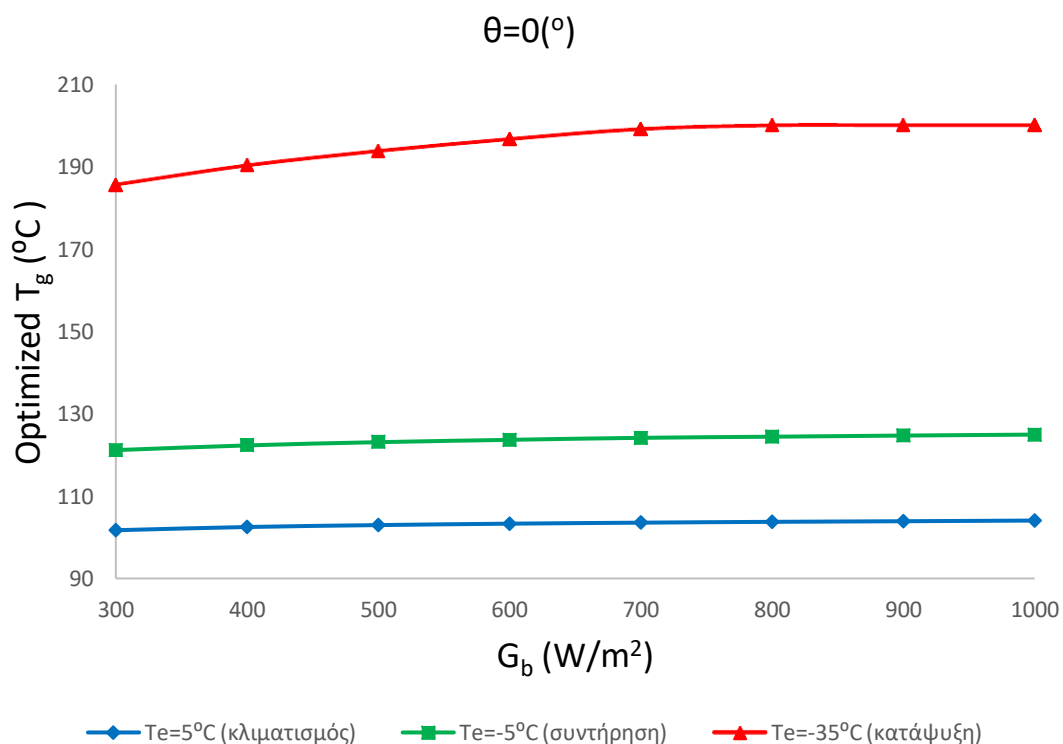
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c (°C)	Θερμοκρασιακή διαφορά (%)	Θερμοκρασιακή διαφορά (K)
25	18.06%	12.85
30	16.42%	13.96
35	15.12%	15.02
40	13.99%	15.97
45	12.93%	16.72

Πίνακας 4.1 Θερμοκρασιακή διαφορά της βέλτιστης θερμοκρασίας γεννήτριας για τη μεγιστοποίηση του $\eta_{ex,system,max}$ και του $\eta_{ex,chiller,max}$

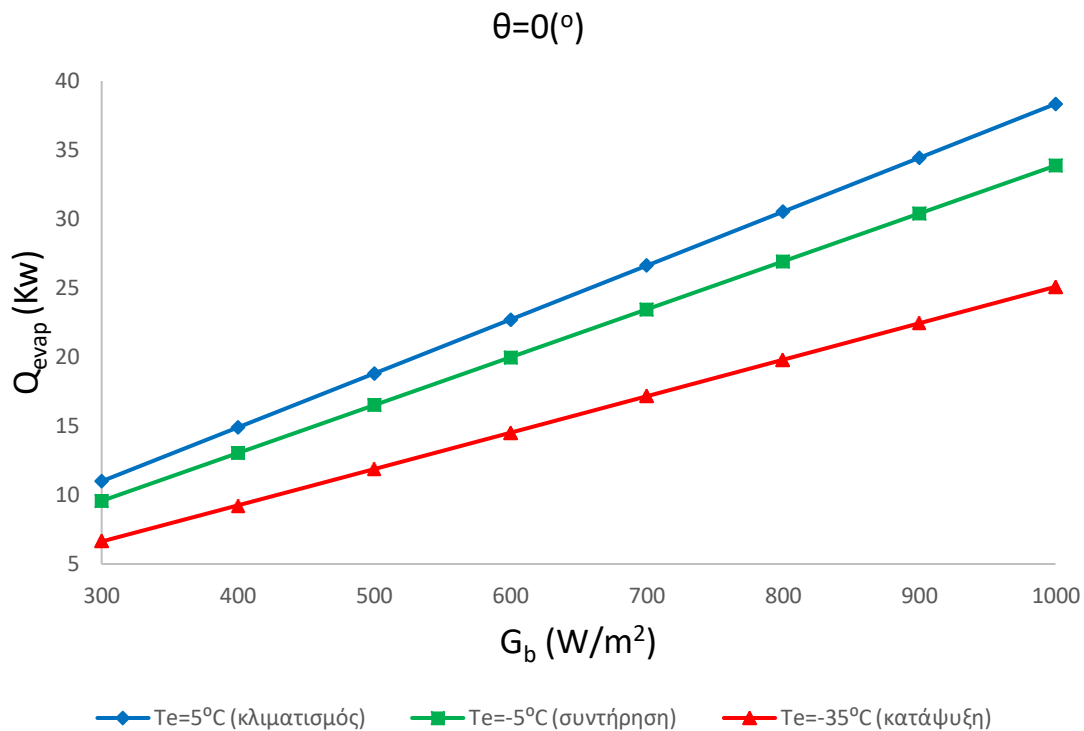
Βασική παρατήρηση, όπως και προηγουμένως, αποτελεί η μείωση της θερμοκρασιακής διαφοράς με αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης με τη μέση τιμή αυτής να ισούται με 15.31%.

Για την περαιτέρω ενίσχυση της θερμοδυναμικής ανάλυσης, κρίνεται απαραίτητη η διερεύνηση της επίδρασης της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας (G_b) και της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης (θ) στη βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας (Optimized T_g), στην ψυκτική ισχύ (Q_{evap}), στο συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) και τέλος στον εξεργειακό βαθμό απόδοσής του ($\eta_{\text{ex,system}}$). Αξίζει να σημειωθεί ότι η παραπάνω διερεύνηση πραγματοποιήθηκε για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και θερμοκρασίες ατμοποίησης $T_e=5^\circ\text{C}$, $T_e=-5^\circ\text{C}$ και $T_e=-35^\circ\text{C}$. Οι θερμοκρασίες αυτές επιλέχθηκαν καθώς προσομοιάζουν συνθήκες λειτουργίας που αφορούν τον κλιματισμό, τη συντήρηση και την κατάψυξη αντίστοιχα.

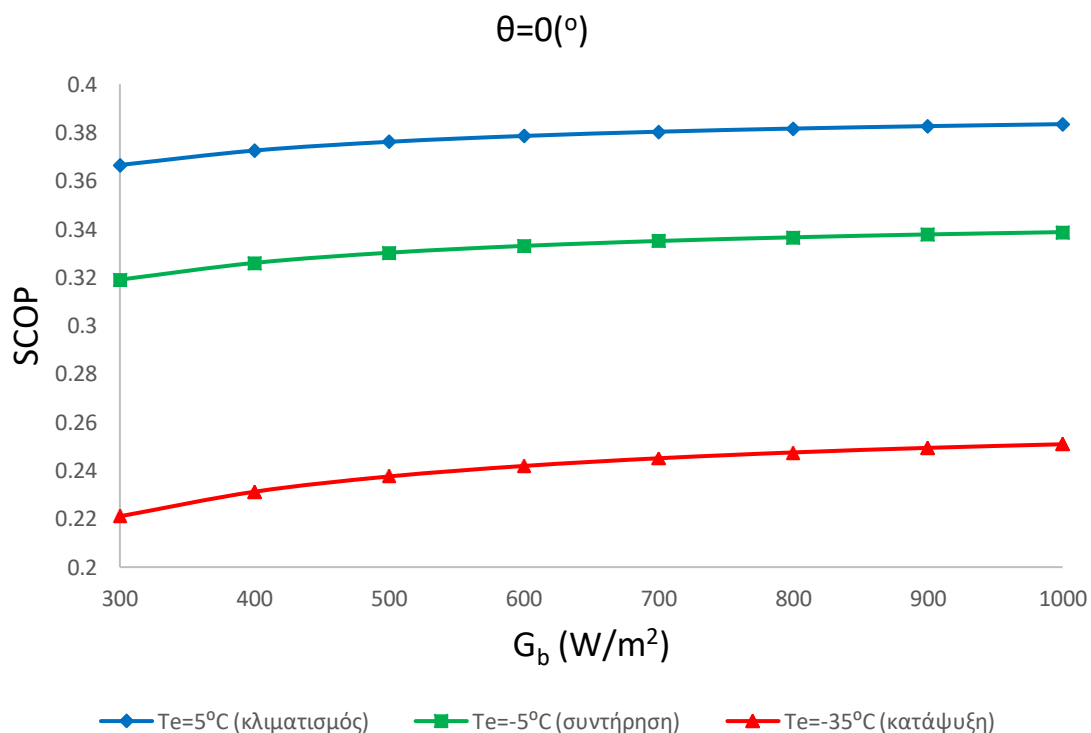
Αρχικά, εξετάζεται η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας από 300 W m^{-2} έως 1000 W m^{-2} στα μεγέθη που προαναφέρθηκαν διατηρώντας κάθε φορά σταθερή την ηλιακή γωνία πρόσπτωσης στις 0° , 30° και στις 60° . Παρακάτω παρατίθενται τα σχετικά διαγράμματα.



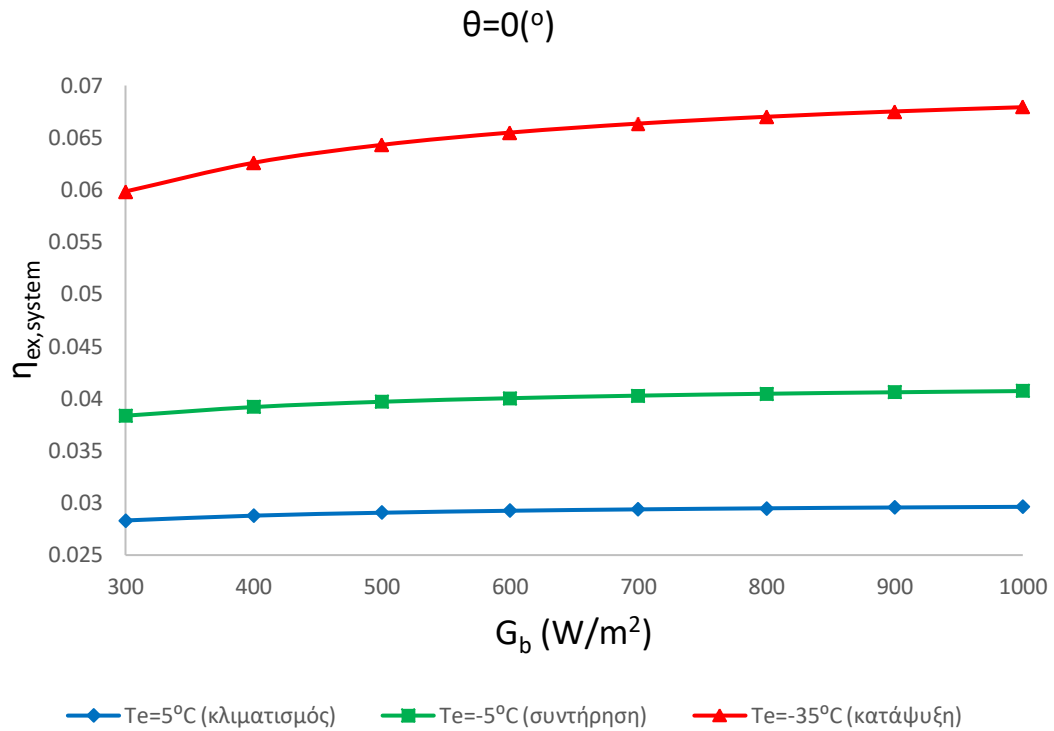
Διάγραμμα 4.42 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=0(^\circ)$



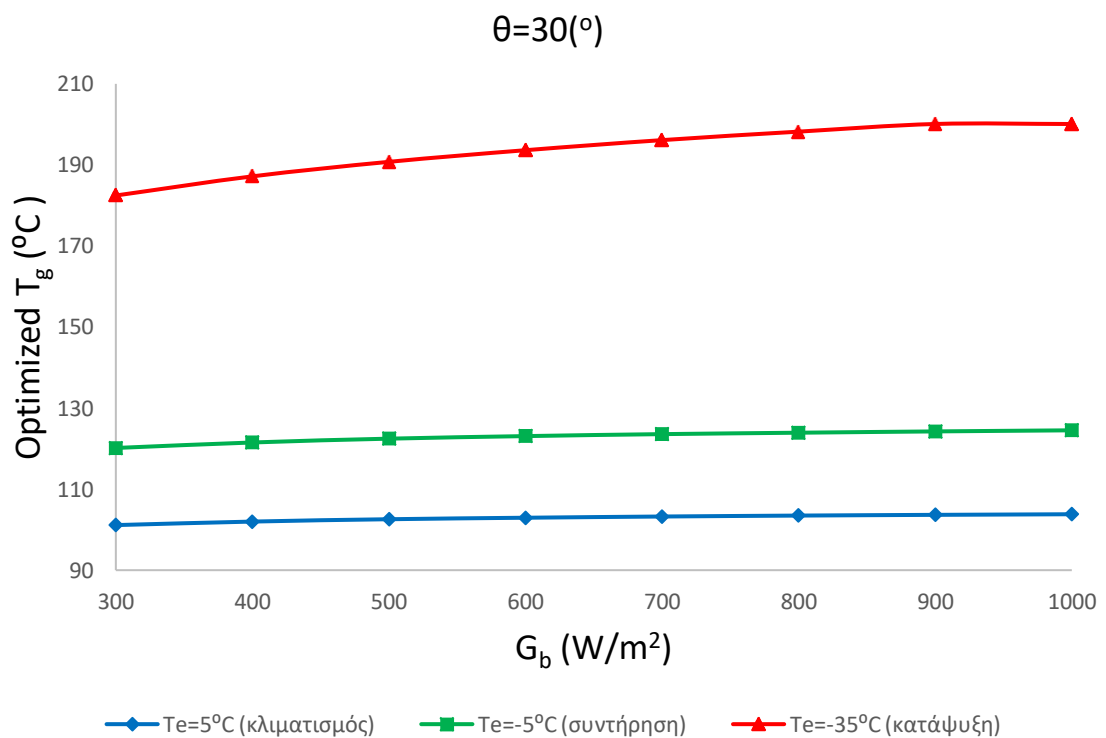
Διάγραμμα 4.43 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στην ψυκτική ισχύ του συστήματος (Q_{evap}) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=0(^{\circ})$



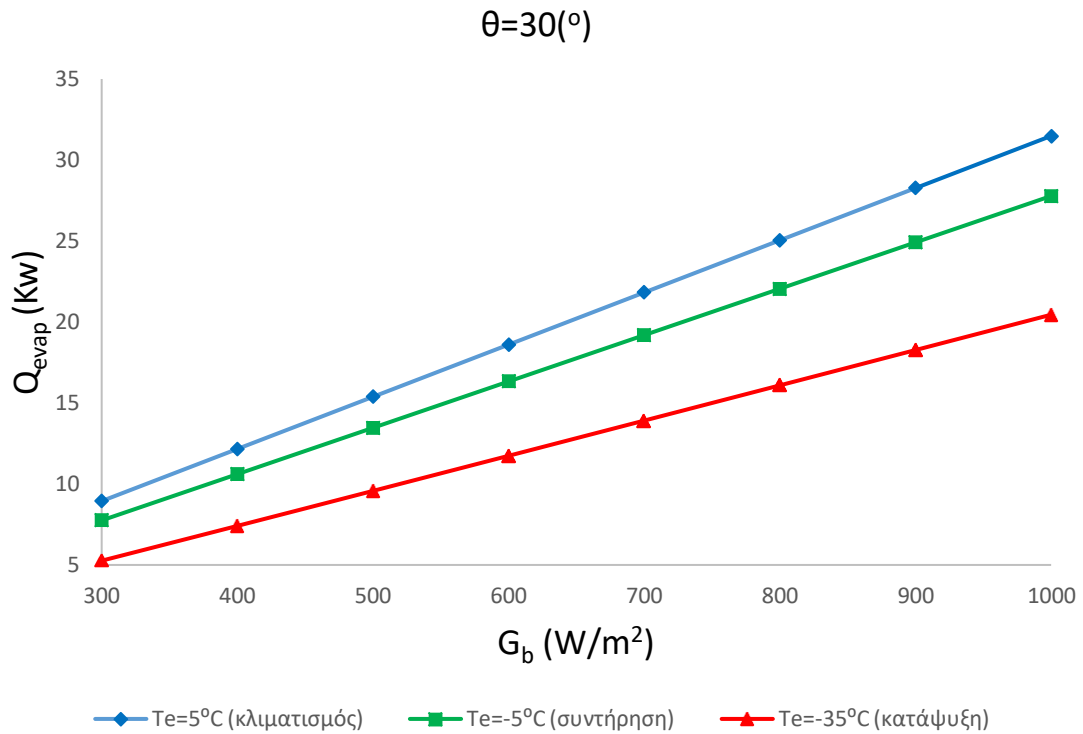
Διάγραμμα 4.44 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=0(^{\circ})$



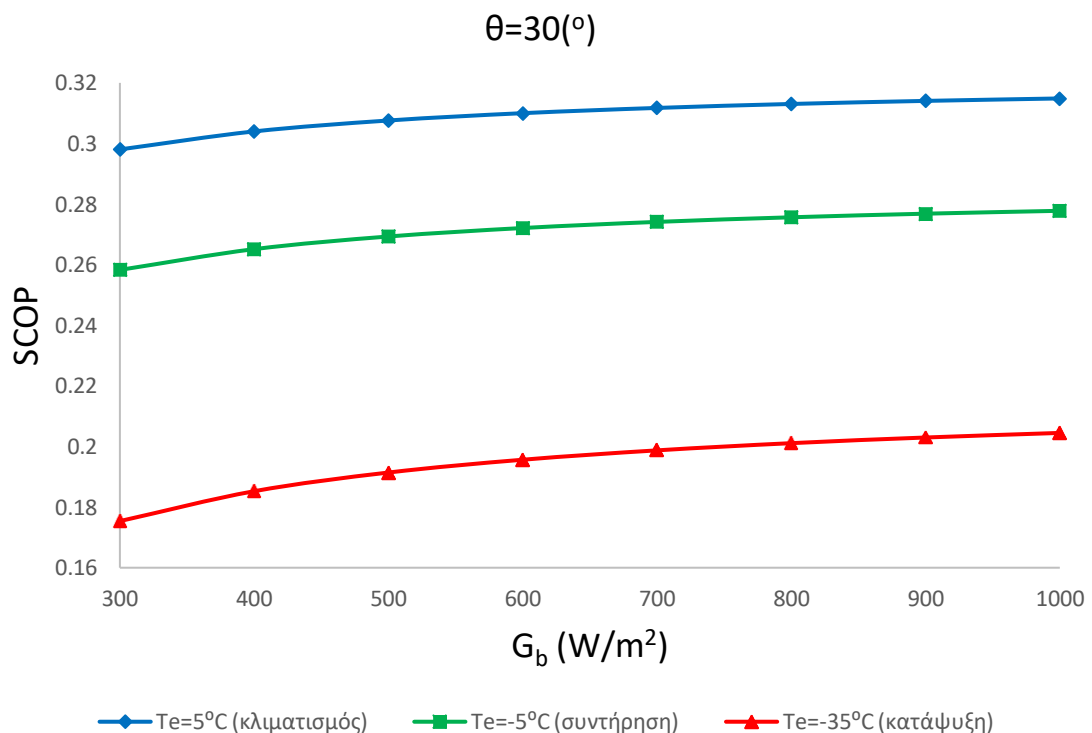
Διάγραμμα 4.45 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=0(^{\circ})$



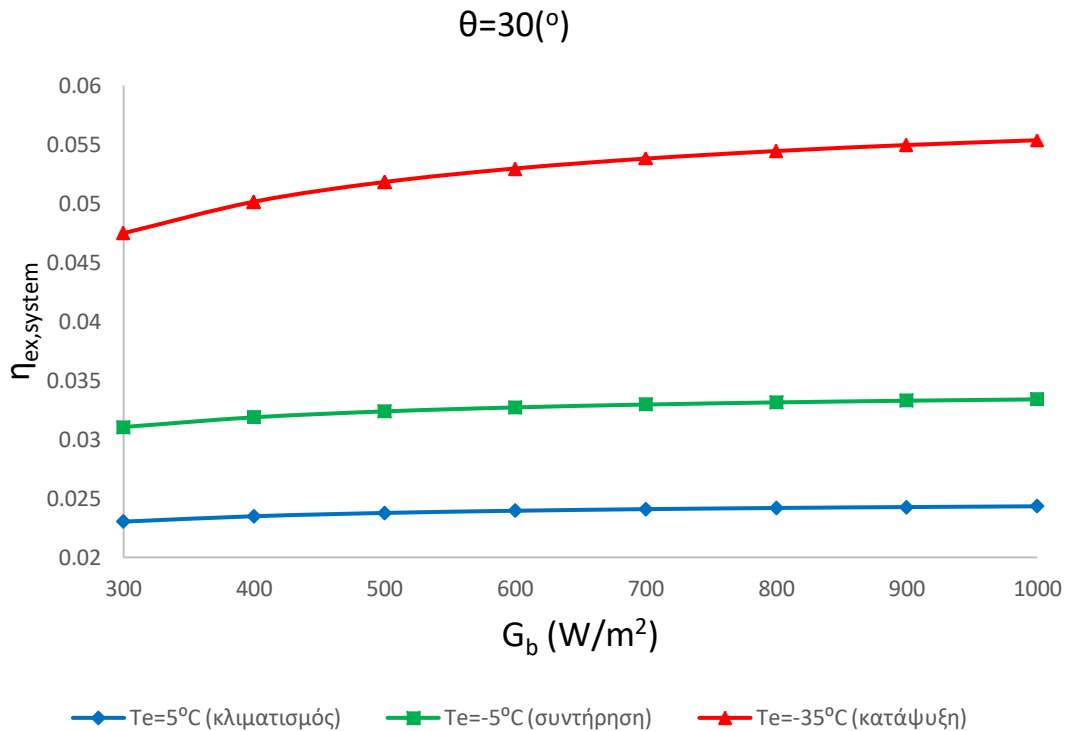
Διάγραμμα 4.46 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=30(^{\circ})$



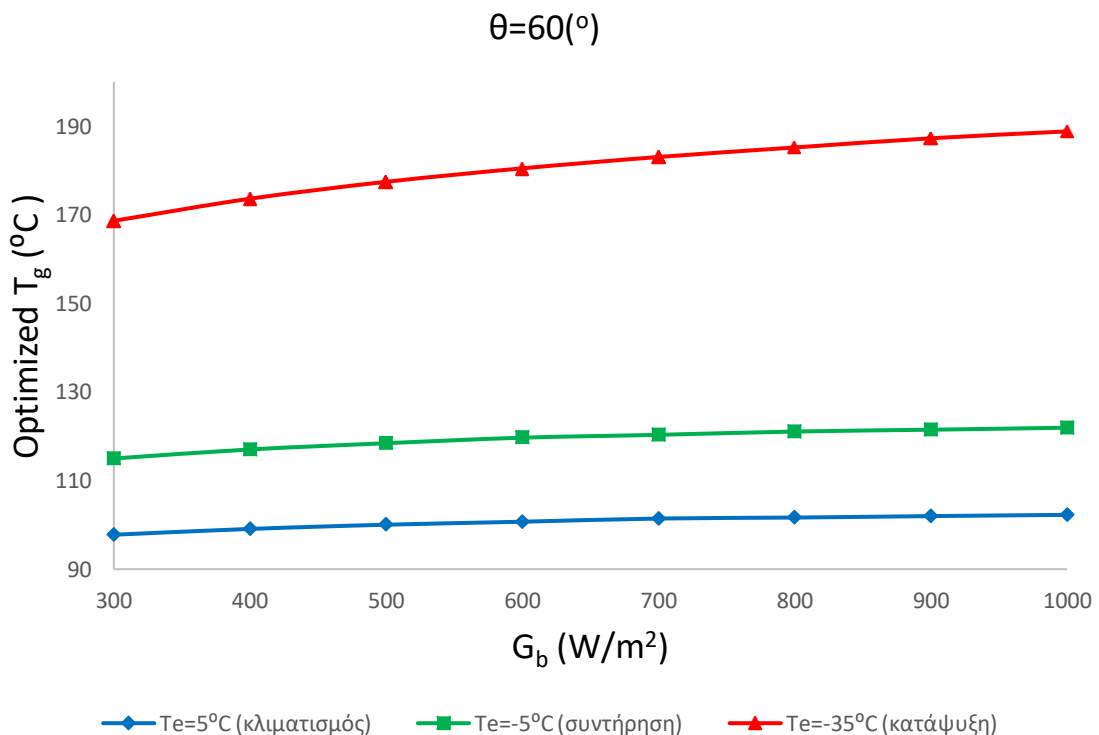
Διάγραμμα 4.47 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στην ψυκτική ισχύ του συστήματος (Q_{evap}) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=30(^{\circ})$



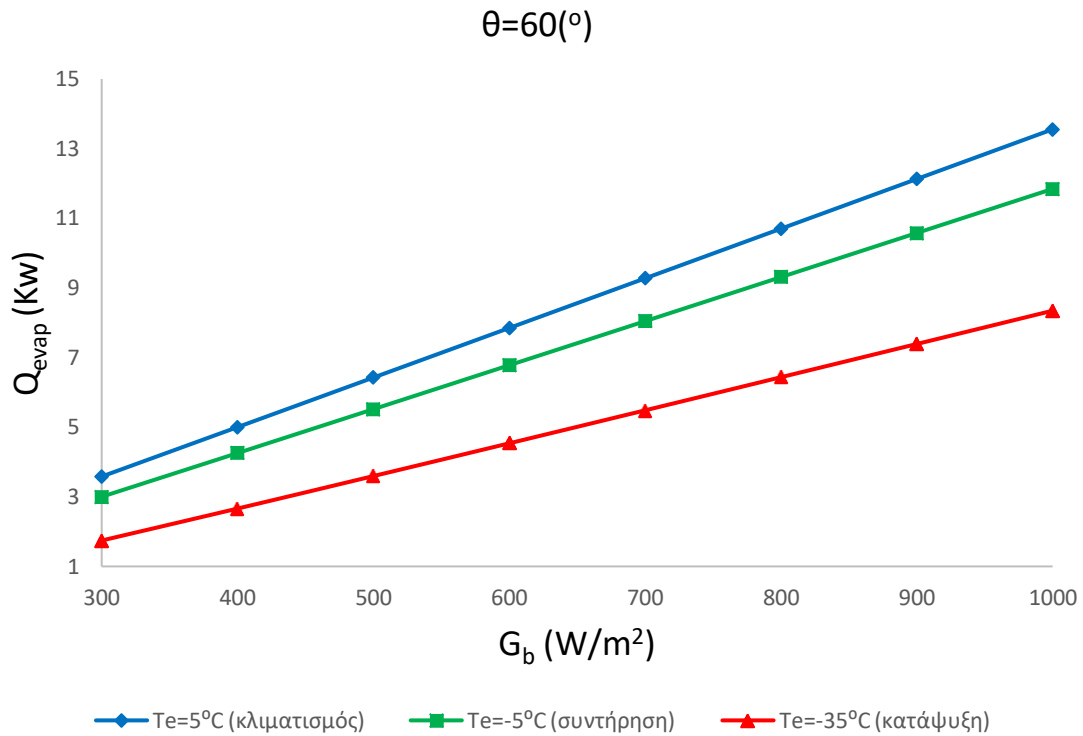
Διάγραμμα 4.48 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=30(^{\circ})$



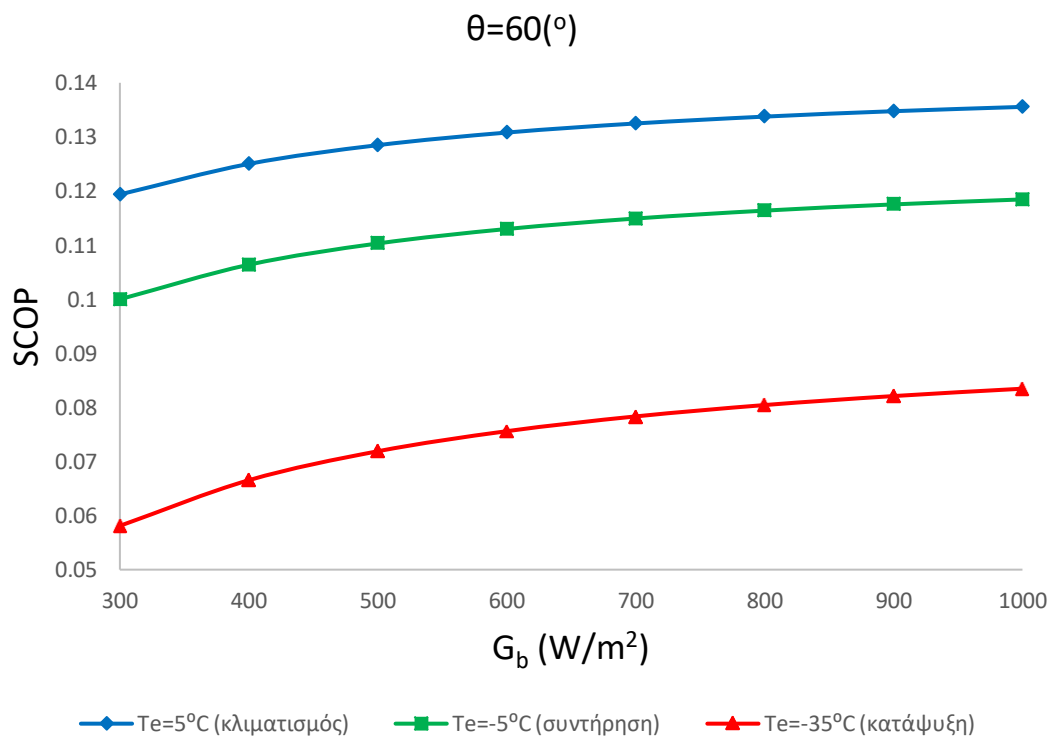
Διάγραμμα 4.49 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=30(^{\circ})$



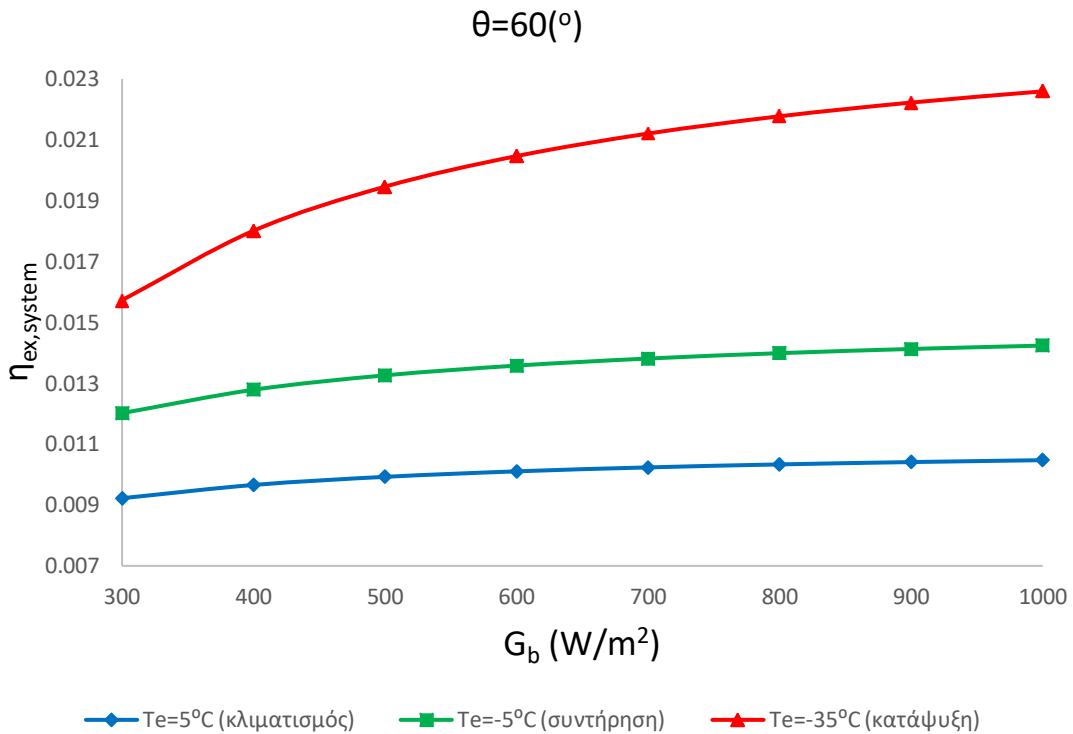
Διάγραμμα 4.50 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=60(^{\circ})$



Διάγραμμα 4.51 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στην ψυκτική ισχύ του συστήματος (Q_{evap}) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=60(^{\circ})$



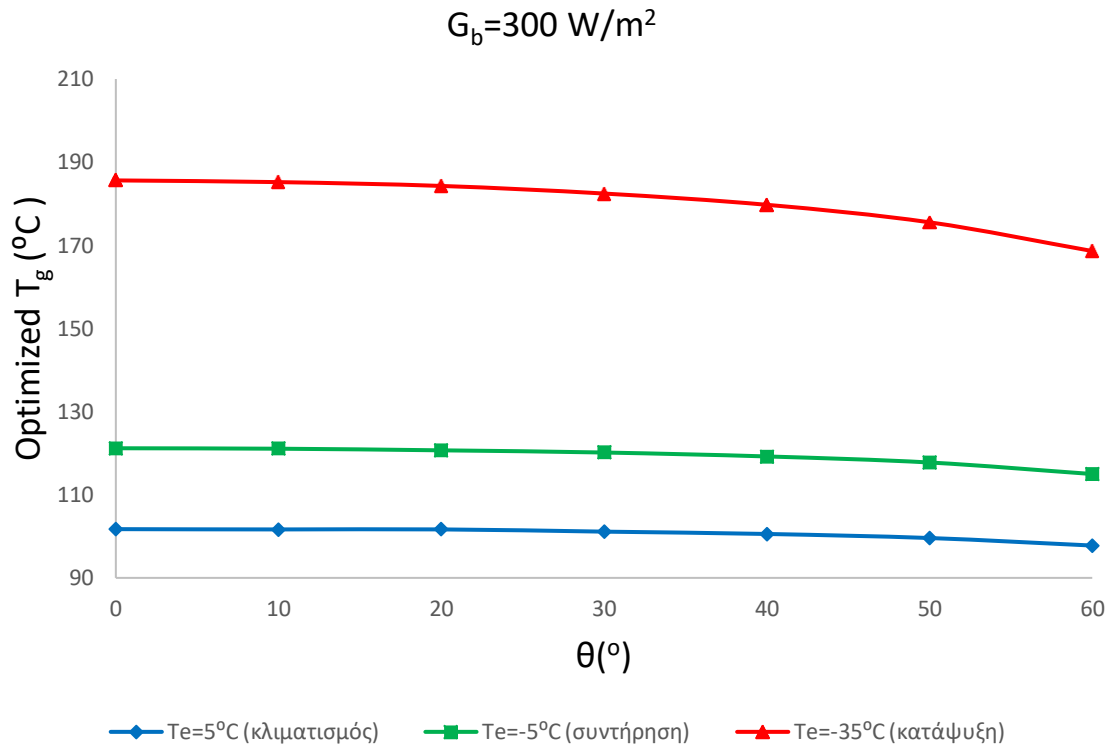
Διάγραμμα 4.52 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=60(^{\circ})$



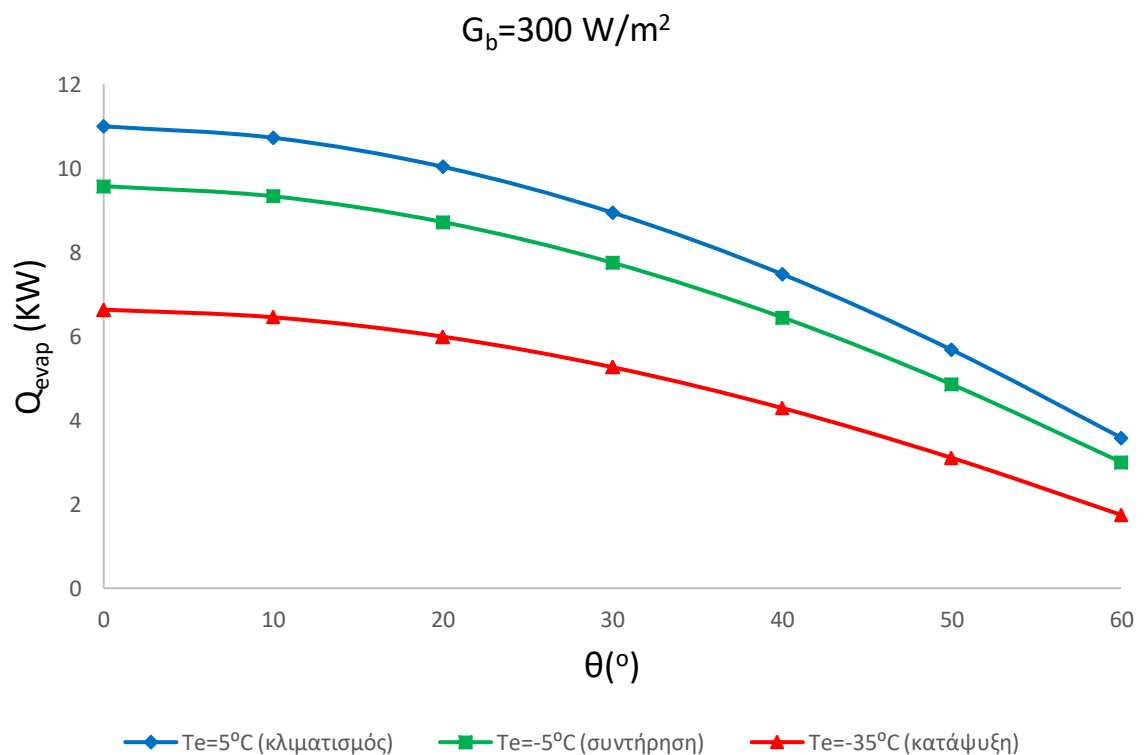
Διάγραμμα 4.53 Η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $\theta=60(^{\circ})$

Εξετάζοντας τα διαγράμματα, παρατηρείται ότι η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας είναι σχεδόν μηδαμινή. Πιο συγκεκριμένα, αύξηση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας προκαλεί μία ελάχιστη αύξηση στη βέλτιστη θερμοκρασία της γεννήτριας, με την αύξηση αυτή να μεγαλώνει καθώς η θερμοκρασία ατμοποίησης μειώνεται. Όσον αφορά την ψυκτική ισχύ του συστήματος, όπως ήταν αναμενόμενο, διαπιστώνεται μία γραμμική αύξηση καθώς η άμεση ακτινοβολία αυξάνεται. Σημαντικό αποτελεί το γεγονός ότι όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης τόσο μικρότερη είναι η κλίση της εκάστοτε καμπύλης, δηλαδή η επίδραση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας μειώνεται καθώς η T_e μικραίνει. Αναλύοντας, το βαθμό επιρροής της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας στο SCOP και στον $\eta_{ex,system}$, διαπιστώνεται μία μικρή συσχέτισή της με τα μεγέθη αυτά. Λεπτομερέστερα, αύξηση στην άμεση ηλιακή ακτινοβολία προκαλεί μία ανεπαίσθητη αύξηση και στα δύο μεγέθη. Αξίζει να τονισθεί ότι όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης τόσο εντονότερη είναι η επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας σε αυτά.

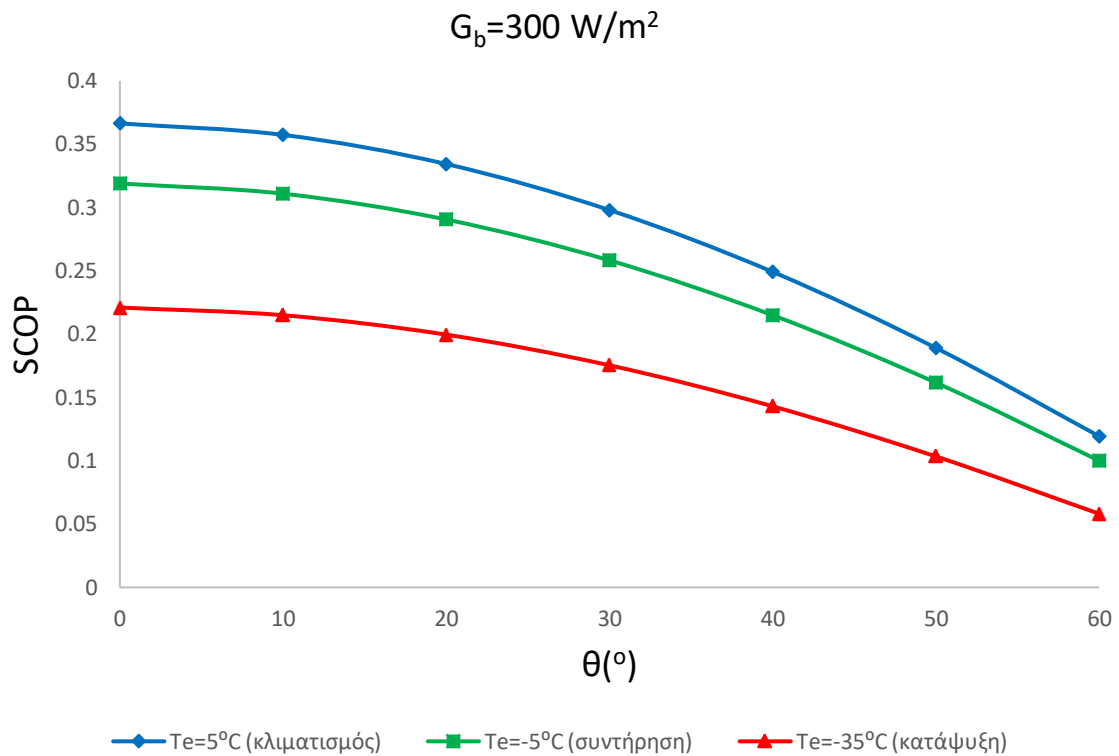
Στη συνέχεια της ανάλυσης αποτυπώνεται μέσω διαγραμμάτων η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης από 0° έως και 60° στα διάφορα μεγέθη διατηρώντας σταθερή την άμεση ηλιακή ακτινοβολία στα $300 W m^{-2}$, $700 W m^{-2}$ και $1000 W m^{-2}$.



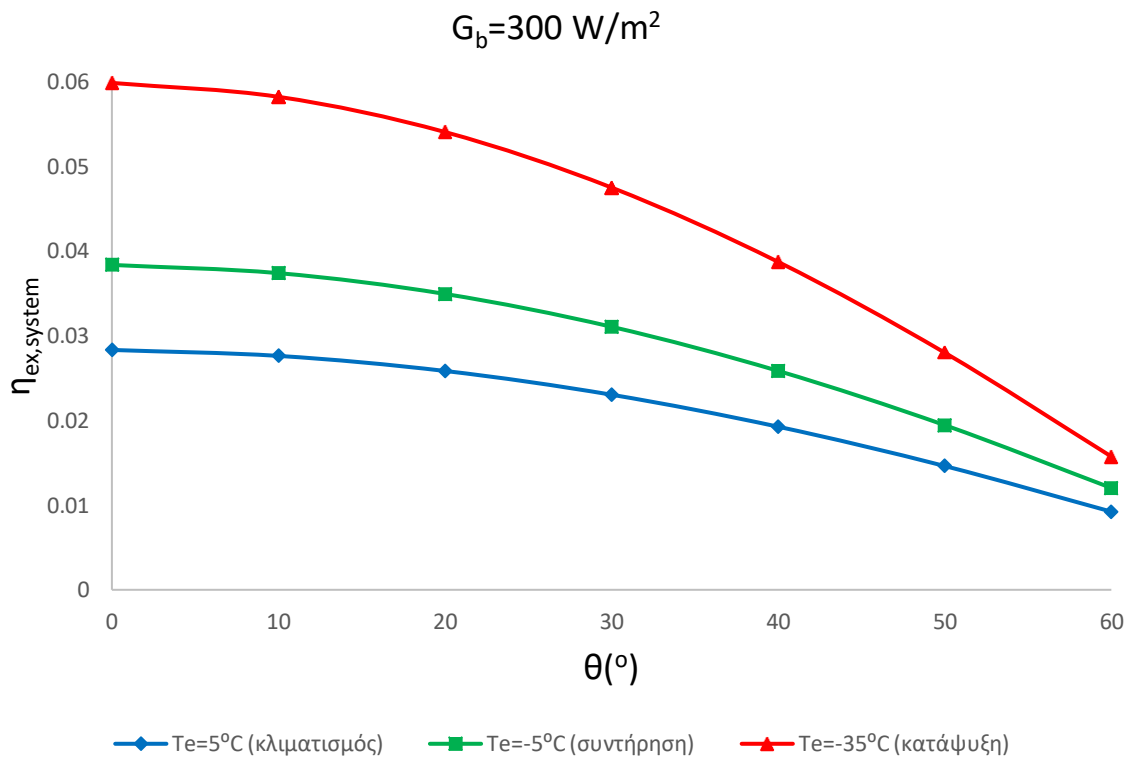
Διάγραμμα 4.54 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=300\text{W/m}^2$



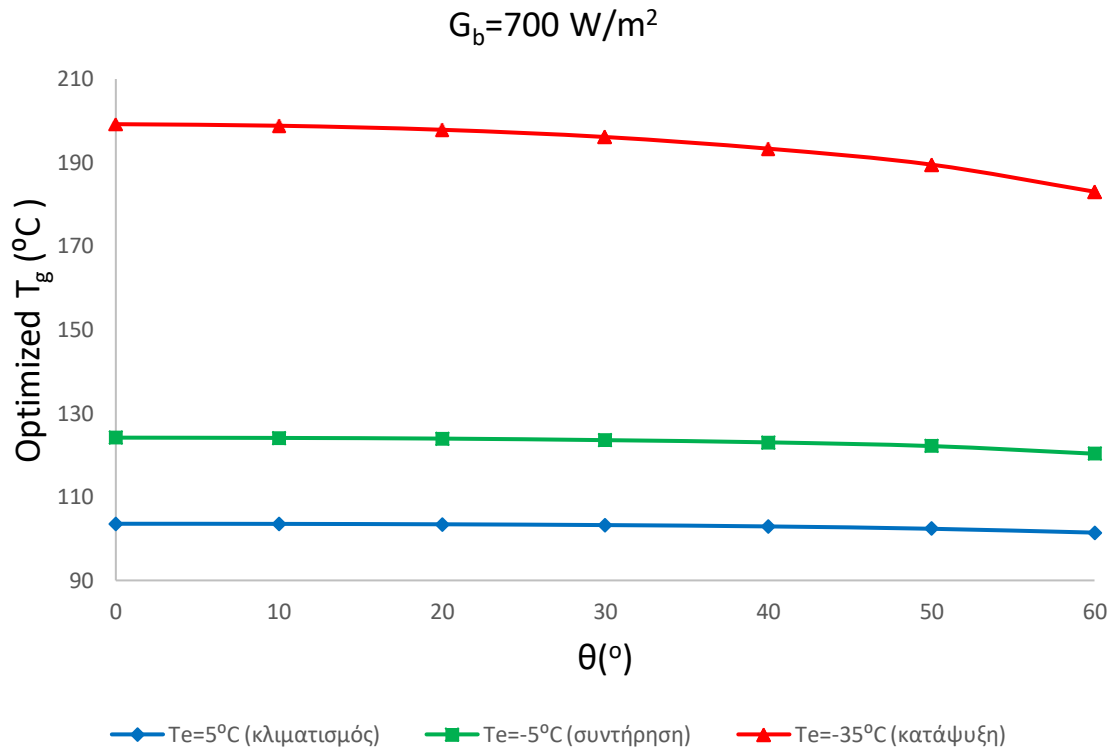
Διάγραμμα 4.55 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στην ψυκτική ισχύ του συστήματος (Q_{evap}) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=300\text{W/m}^2$



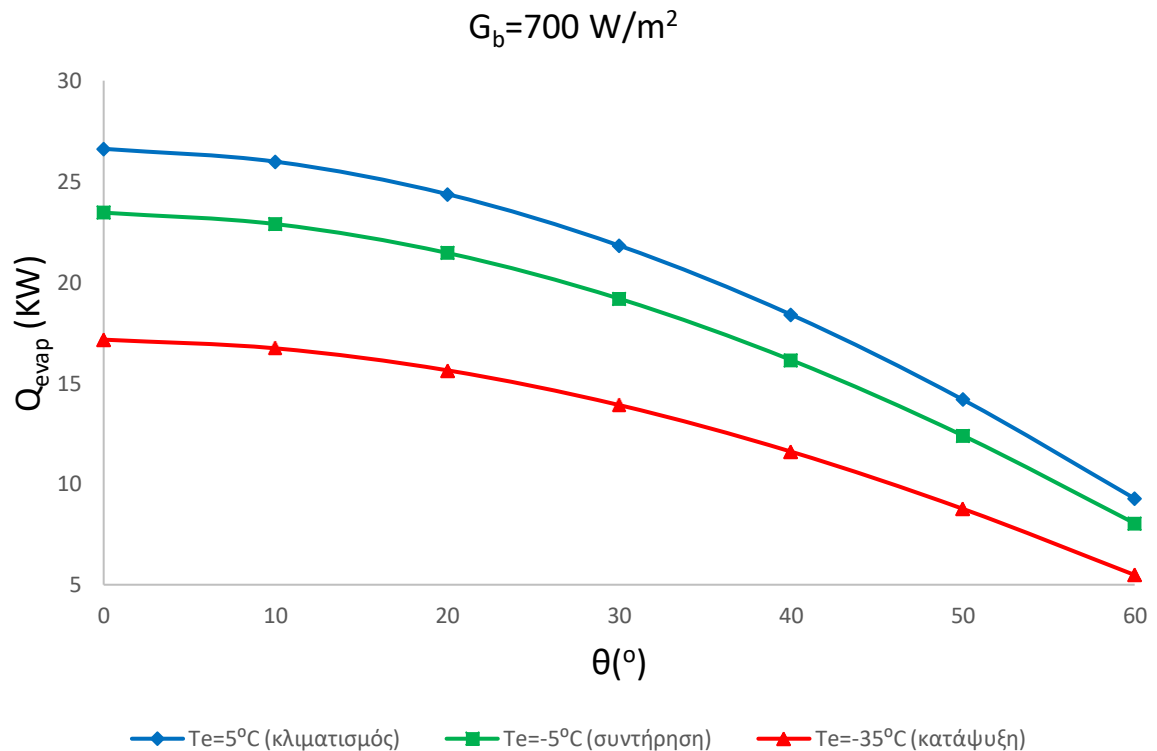
Διάγραμμα 4.56 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=300\text{W/m}^2$



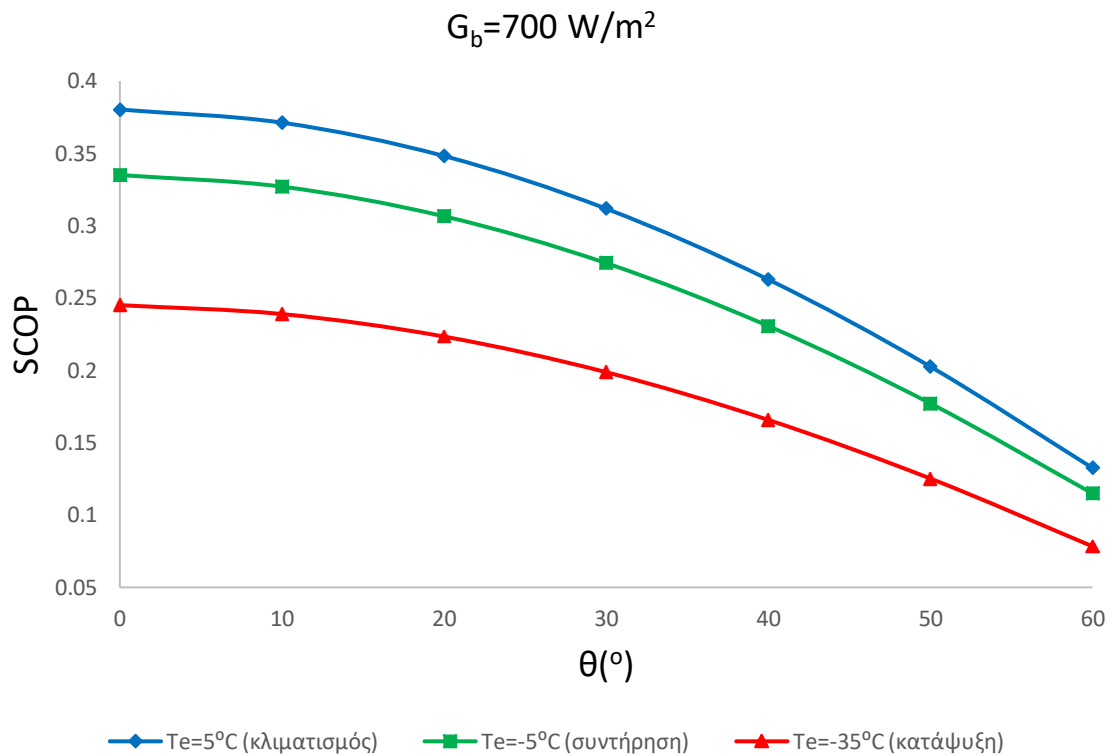
Διάγραμμα 4.57 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{\text{ex,system}}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=300\text{W/m}^2$



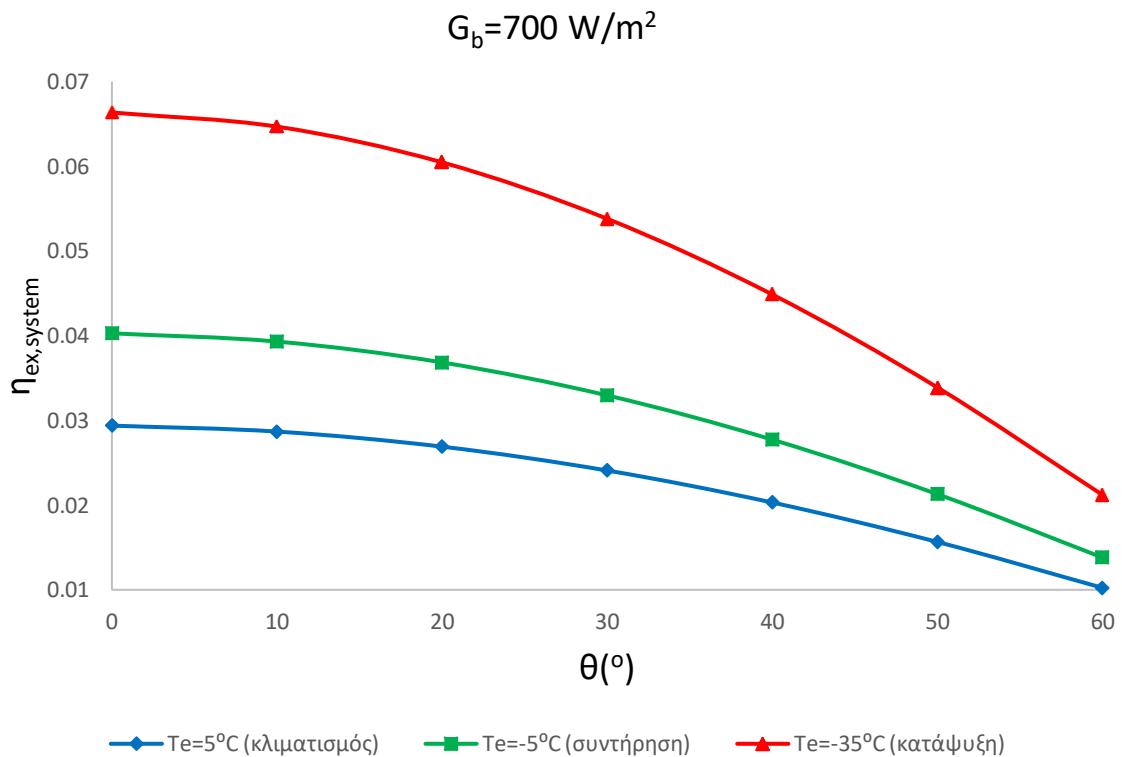
Διάγραμμα 4.58 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=700\text{W/m}^2$



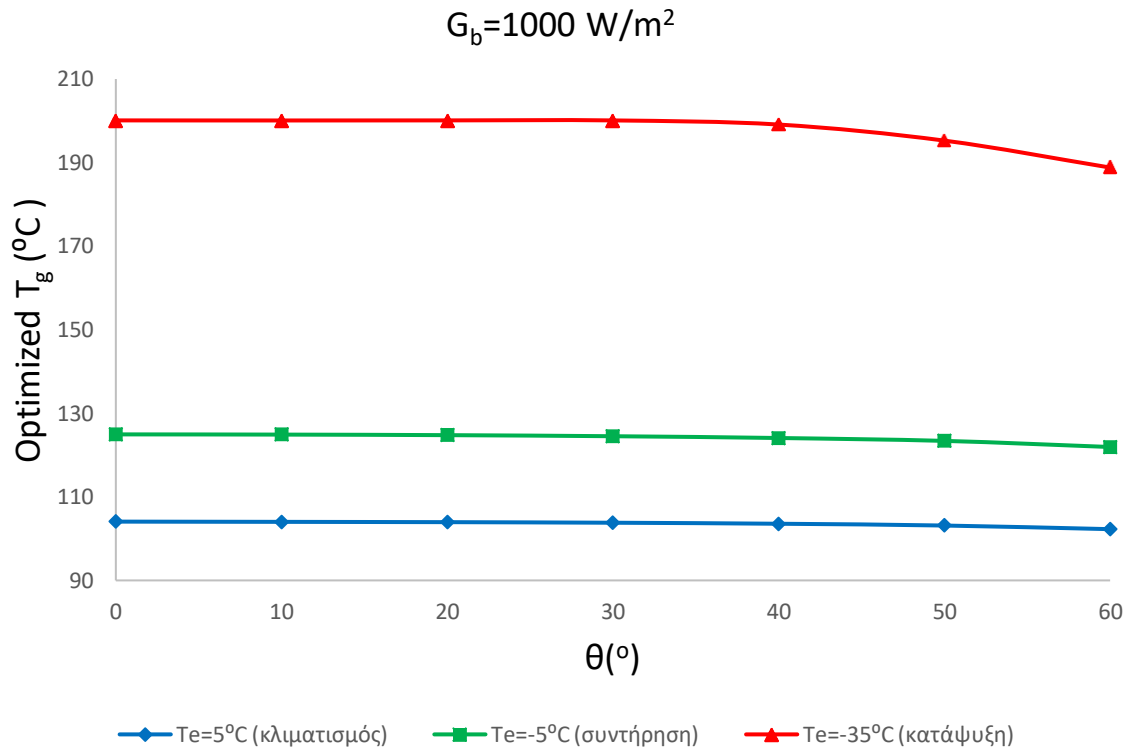
Διάγραμμα 4.59 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στην ψυκτική ισχύ του συστήματος (Q_{evap}) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=700\text{W/m}^2$



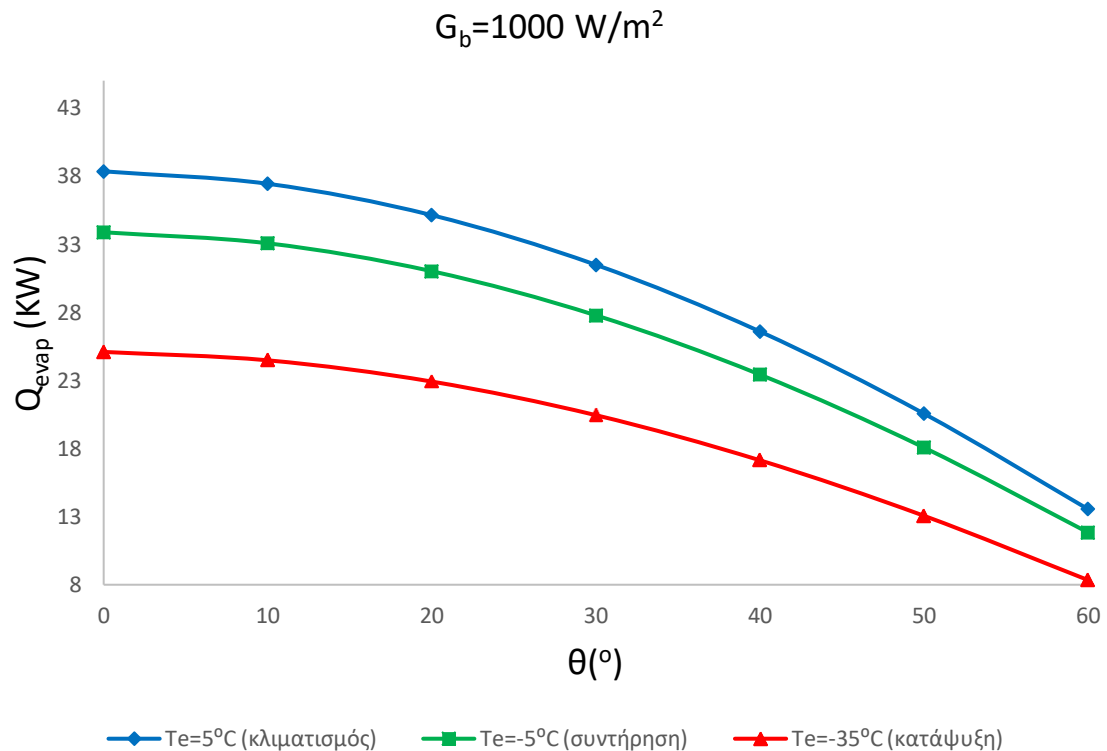
Διάγραμμα 4.60 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=700\text{W/m}^2$



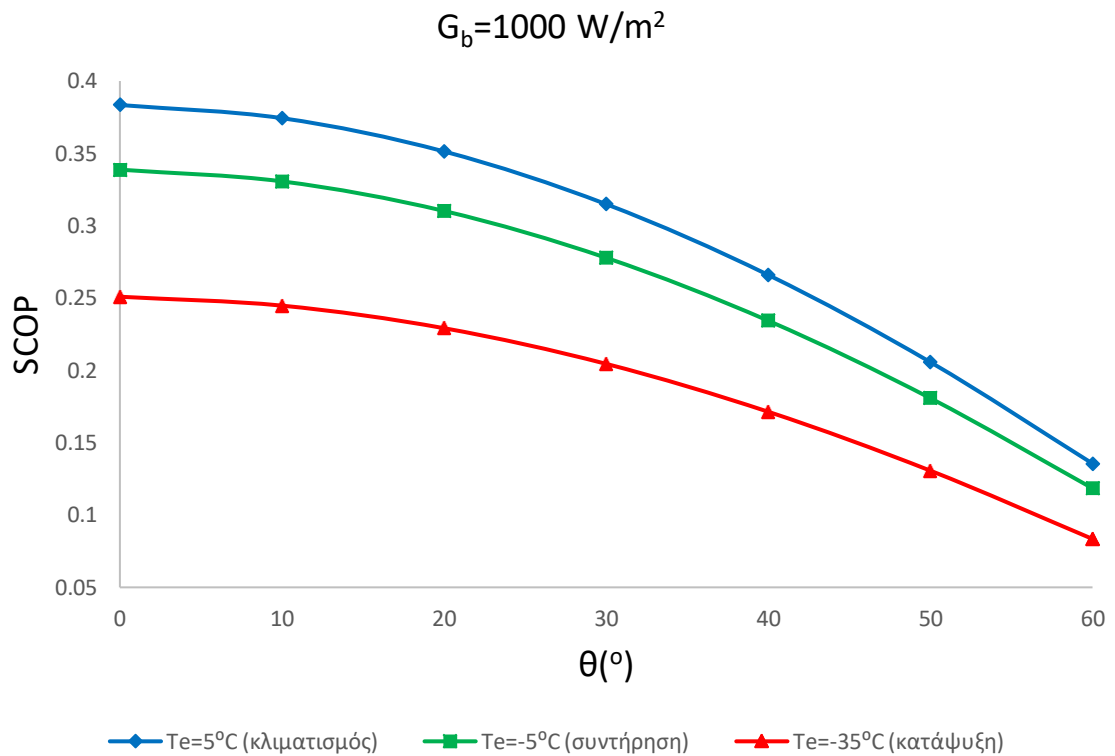
Διάγραμμα 4.61 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=700\text{W/m}^2$



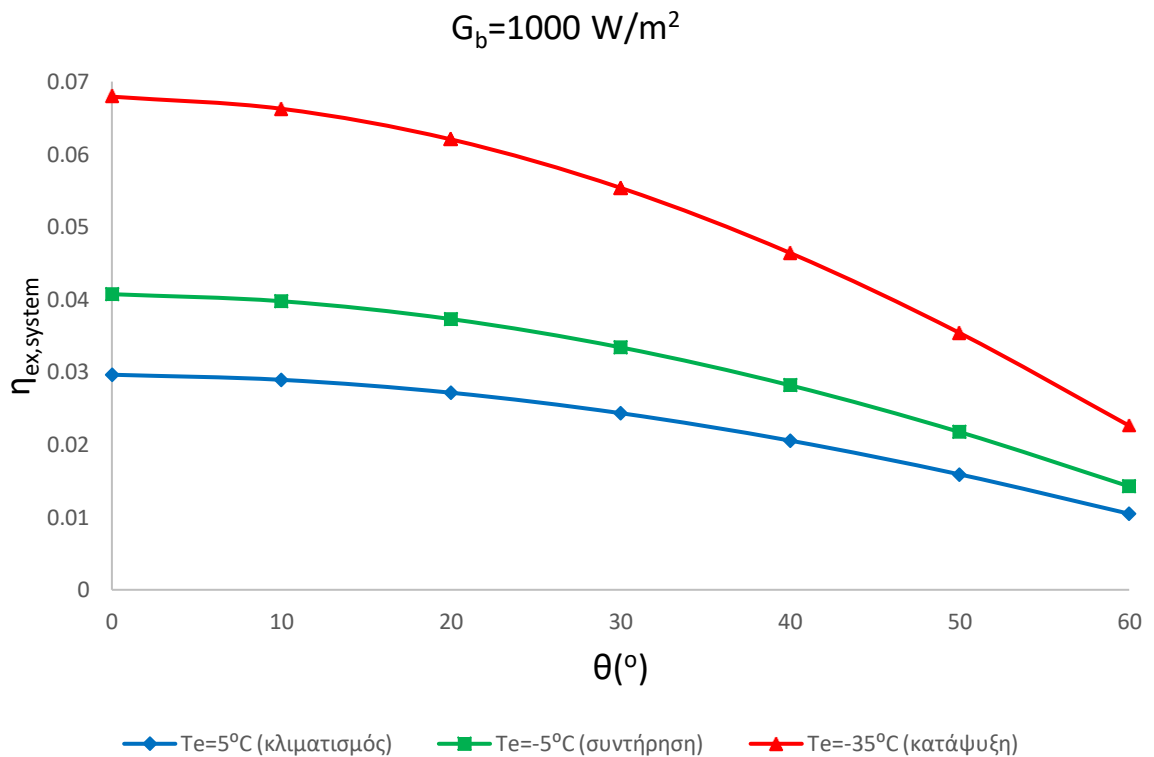
Διάγραμμα 4.62 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στις βέλτιστες τιμές της θερμοκρασίας γεννήτριας (Optimized T_g) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=1000\text{W/m}^2$



Διάγραμμα 4.63 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στην ψυκτική ισχύ του συστήματος (Q_{evap}) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=1000\text{W/m}^2$



Διάγραμμα 4.64 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=1000\text{W/m}^2$



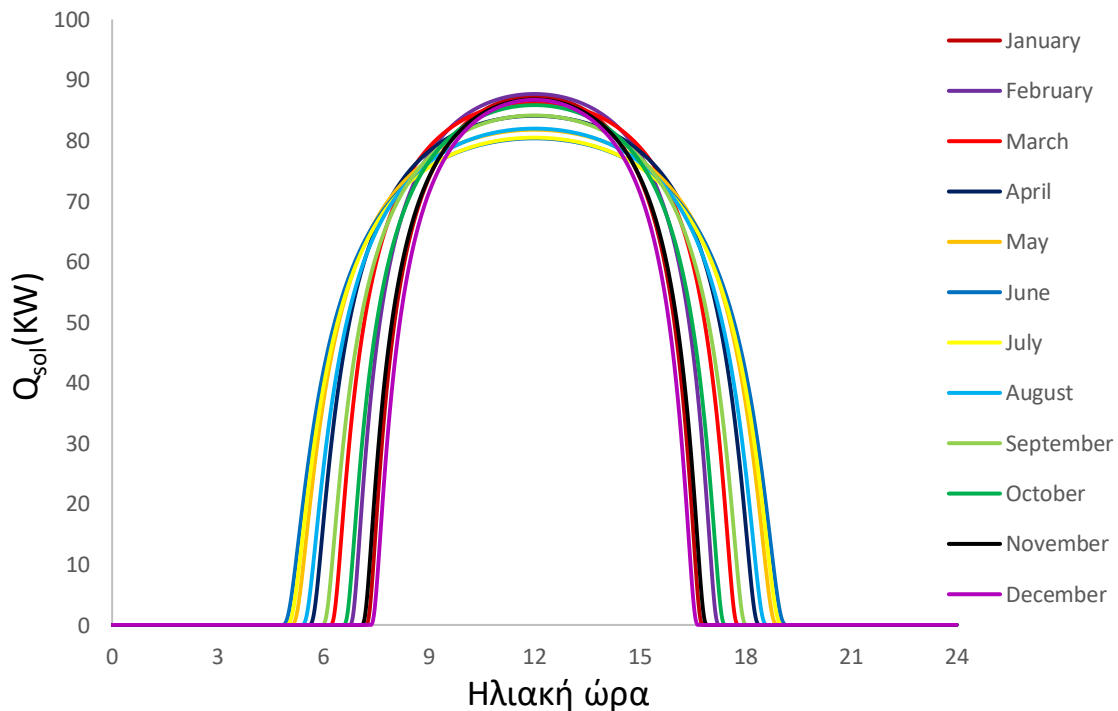
Διάγραμμα 4.65 Η επίδραση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,system}$) για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης με $G_b=1000\text{W/m}^2$

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα, καθίσταται σαφές ότι αύξηση στην ηλιακή γωνία πρόσπτωσης προκαλεί μείωση και στα τέσσερα εξεταζόμενα μεγέθη. Η επίδρασή της όσον αφορά τις βέλτιστες θερμοκρασίες γεννήτριας είναι πολύ μικρή, σε αντίθεση με τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης όπου η επιρροή της είναι αρκετά έντονη. Επίσης, σημαντικό αποτελεί το γεγονός ότι όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης τόσο πιο έντονες είναι οι μεταβολές που προκαλεί η αύξηση της ηλιακής γωνίας πρόσπτωσης. Επιπλέον, οι μεταβολές γίνονται πιο απότομες καθώς η ηλιακή γωνία πρόσπτωσης αυξάνεται.

4.3 Ετήσια ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση

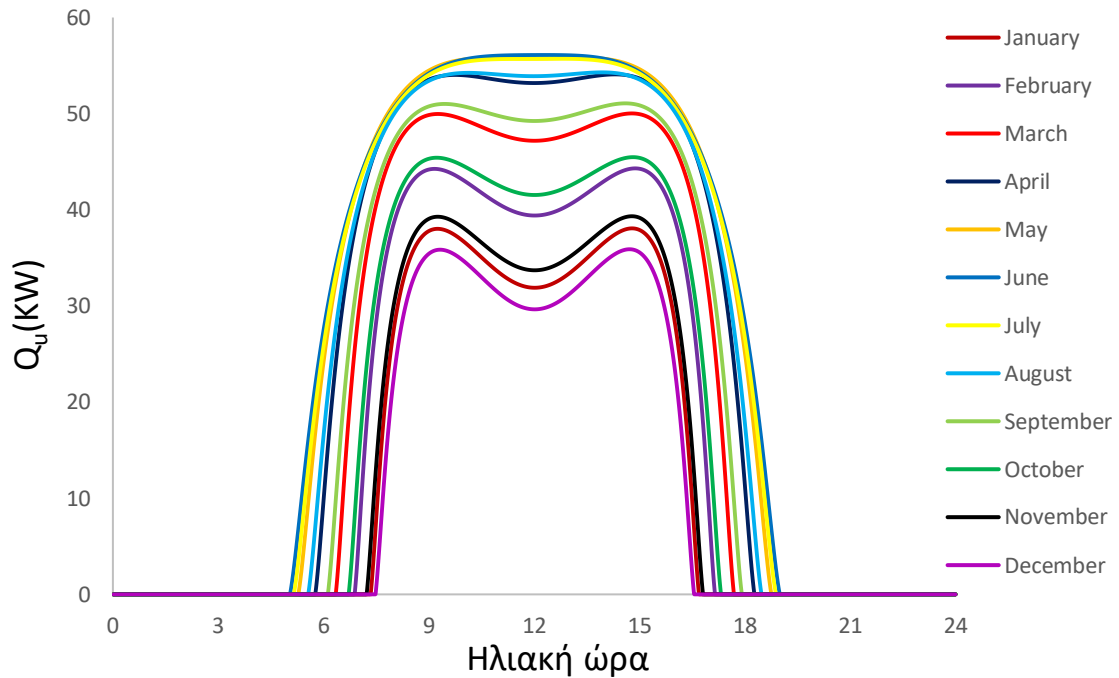
Προκειμένου να υλοποιηθεί λεπτομερώς η ετήσια ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση, επιλέγονται οι συνθήκες λειτουργίας με $T_c=40^{\circ}\text{C}$ and $T_e=-20^{\circ}\text{C}$. Στις συνθήκες αυτές, όπως έχει εξετασθεί προηγουμένως, η βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας ισούται περίπου με 160°C ενώ ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος SCOP και ο εξεργειακός βαθμός αυτού $\eta_{ex,system}$ ισούνται με 0.255 και 4.86% αντίστοιχα. Από την επεξεργασία των δεδομένων υπολογίζεται ότι η ετήσια παραγωγή ψύξης ισούται με 46.5 MWh, ενώ η ηλιακή ενέργεια που χρησιμοποιείται ως είσοδος στο σύστημα ανέρχεται στις 182.7 MWh.

Αρχικά, παρατίθεται εποπτικό διάγραμμα που παρουσιάζει τη διακύμανση της ηλιακής ενέργειας για όλες τις τυπικές ηλιόλουστες μέρες των εξεταζόμενων μηνών κατά τη διάρκεια της μέρας. Για την ανάλυση αυτή, όπως και προηγουμένως, επιλέχθηκε η επιφάνεια του ηλιακού συλλέκτη να ισούται με 100 m^2 , ενώ ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης ανέρχεται στα 4 m^3 . Όπως ήταν ανεμενόμενο, η ηλιακή ακτινοβολία μεγιστοποιείται το μεσημέρι και η διάρκεια της μέρας τους καλοκαιρινούς μήνες είναι προφανώς μεγαλύτερη. Συνεπώς, η ηλιακή ενέργεια που διατίθεται ως είσοδος στο σύστημα του μήνες αυτούς καλύπτει καλύτερα τις ενεργειακές ανάγκες της εγκατάστασης.

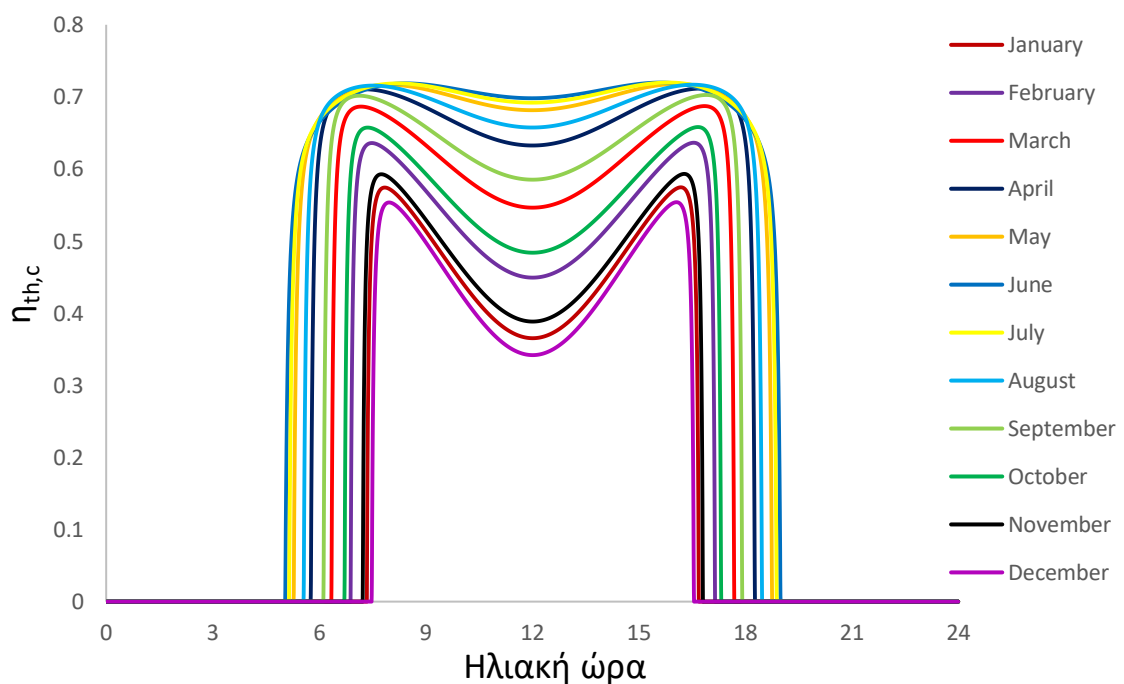


Διάγραμμα 4.66 Η διακύμανση της ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη διάρκεια της μέρας για όλους τους εξεταζόμενους μήνες με $A_c=100\text{ m}^2$

Το διάγραμμα 4.67 που ακολουθεί, παρουσιάζει την ωφέλιμη παραγωγή θερμότητας για τους εξεταζόμενους μήνες όπως προηγουμένως, ενώ το διάγραμμα 4.68 δείχνει την αντίστοιχη θερμική απόδοση του ηλιακού συλλέκτη.



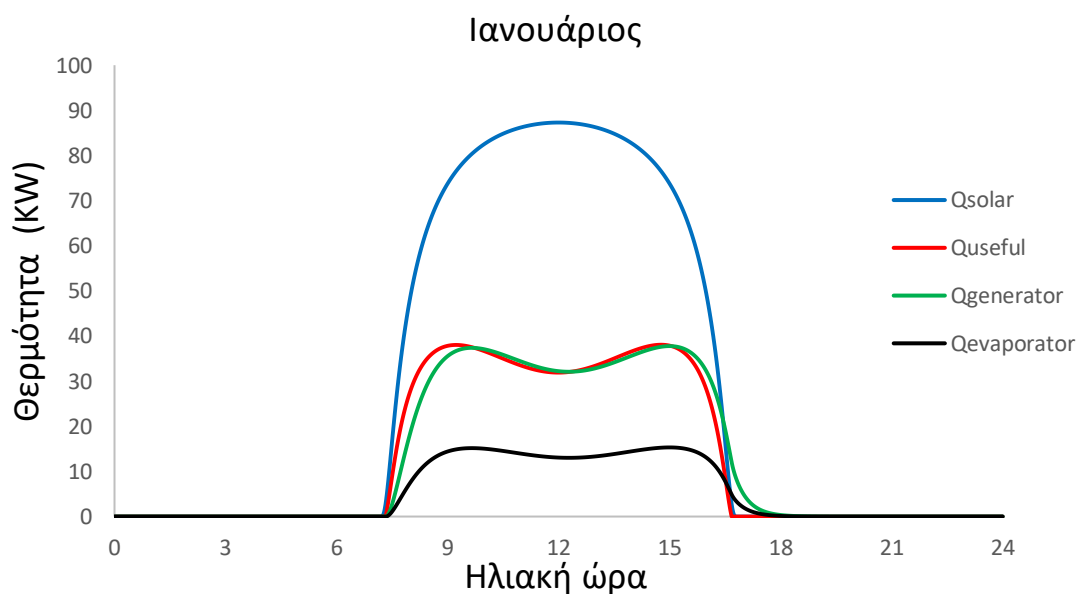
Διάγραμμα 4.67 Η διακύμανση της ωφέλιμης παραγωγής θερμότητας κατά τη διάρκεια της μέρας για όλους τους εξεταζόμενους μήνες με $A_c=100 \text{ m}^2$



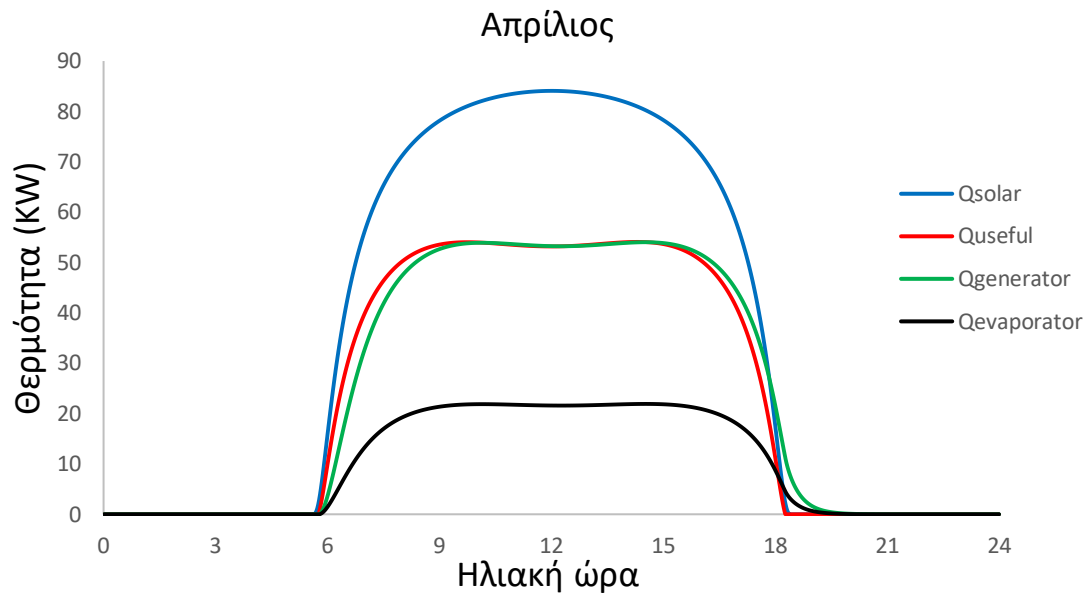
Διάγραμμα 4.68 Η διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του ηλιακού συλλέκτη κατά τη διάρκεια της μέρας για όλους τους εξεταζόμενους μήνες με $A_c=100 \text{ m}^2$

Συγκρίνοντας τα δύο τελευταία διαγράμματα, διαπιστώνεται μια ομοιότητα όσον αφορά τη μορφή των καμπυλών των αντιστοιχων μηνών. Η μείωση της απόδοσης κοντά στο ηλιακό μεσημέρι, οφείλεται στην αδυναμία του συστήματος παρακολούθησης να εξαλείψει τις οπτικές απώλειες που υπάρχουν εκείνο το διάστημα, γεγονός σύνηθες σε συστήματα παρακολούθησης αυτού του τύπου. Αποτέλεσμα της παραπάνω μειωμένης οπτικής απόδοσης του συστήματος αποτελούν τα χαμηλά επίπεδα της θερμικής απόδοσης του συλλέκτη το ηλιακό μεσημέρι. Με περαιτέρω παρατήρηση του τελευταίου διαγράμματος, καθίσταται σαφές ότι τους καλοκαιρινούς μήνες η θερμική απόδοση του συλλέκτη είναι αρκετά υψηλότερη από τους χειμερινούς μήνες, με την απόδοση του συλλέκτη να ανέρχεται μέχρι και 70% το καλοκαίρι. Τέλος, η χαμηλότερη απόδοση του συλλέκτη παρατηρείται το μήνα Δεκέμβριο που ισούται περίπου με 35%.

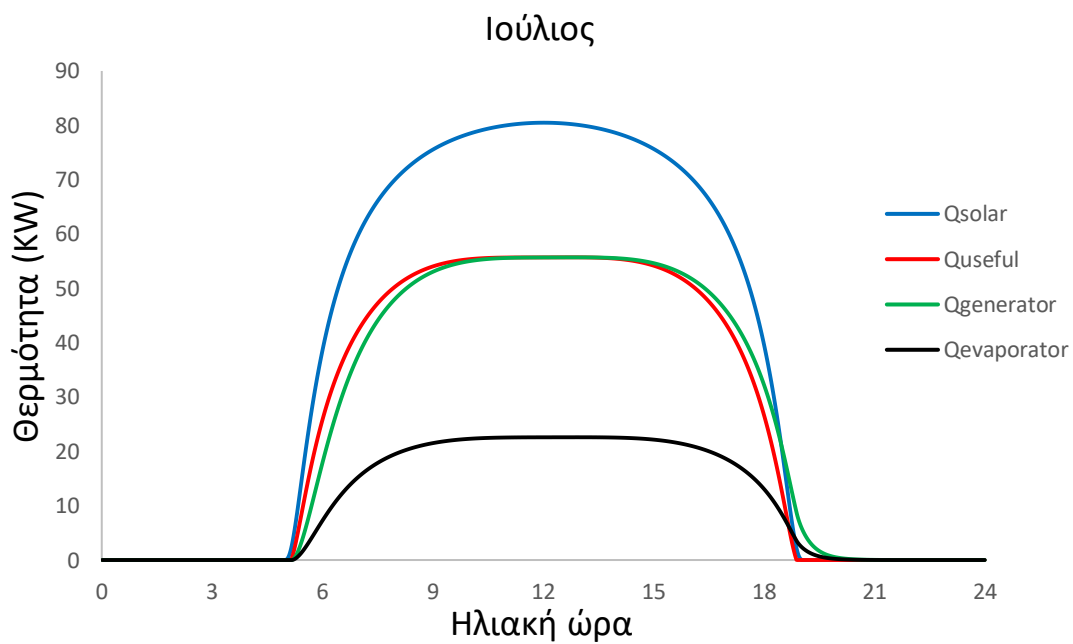
Παρακάτω, προστίθονται διαγράμματα που περιλαμβάνουν τα αποτελέσματα για τέσσερις τυπικούς μήνες του χρόνου σχετικά με την παραγωγή θερμότητας. Πιο συγκεκριμένα, παρουσιάζεται ο ρυθμός παραγωγής της ηλιακής θερμότητας, της ωφέλιμης παραγωγής θερμότητας, ο ρυθμός παραγωγής θερμότητας της γεννήτριας και η παραγωγή ψυκτικής ισχύς. Οι μήνες που επιλέχθηκαν είναι ο Ιανουάριος, ο Απρίλιος, ο Ιούλιος και ο Οκτώβριος.



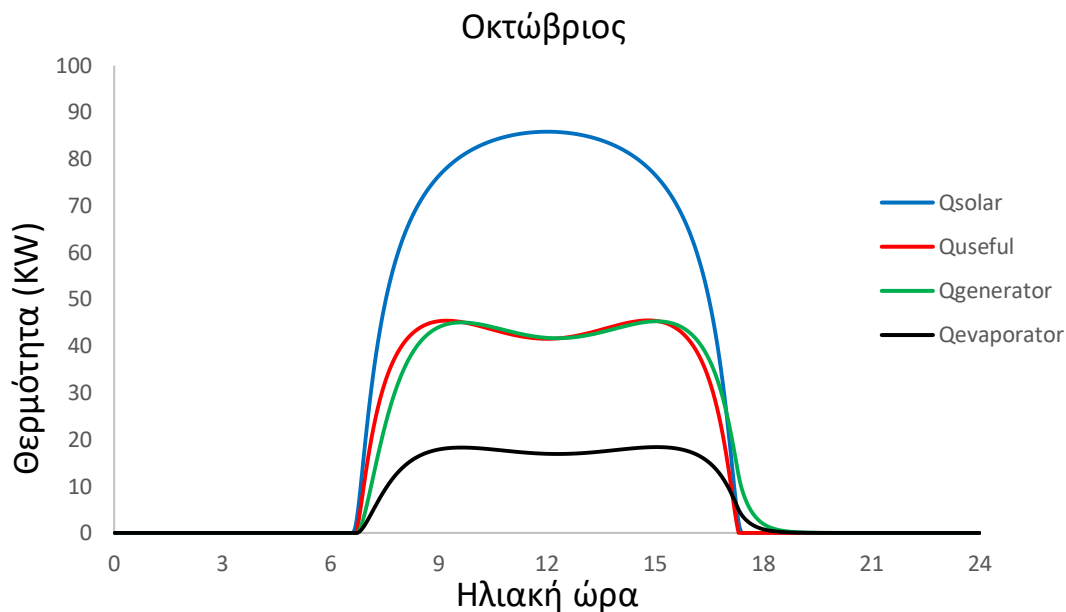
Διάγραμμα 4.69 Ημερήσια μεταβολή της ηλιακής ενέργειας, της ωφέλιμης παραγωγής θερμότητας, της παραγωγής θερμότητας της γεννήτριας και της παραγωγής ψυκτικής ισχύς το μήνα Ιανουάριο



Διάγραμμα 4.70 Ημερήσια μεταβολή της ηλιακής ενέργειας, της ωφέλιμης παραγωγής θερμότητας, της παραγωγής θερμότητας της γεννήτριας και της παραγωγής ψυκτικής ισχύς το μήνα Απρίλιο



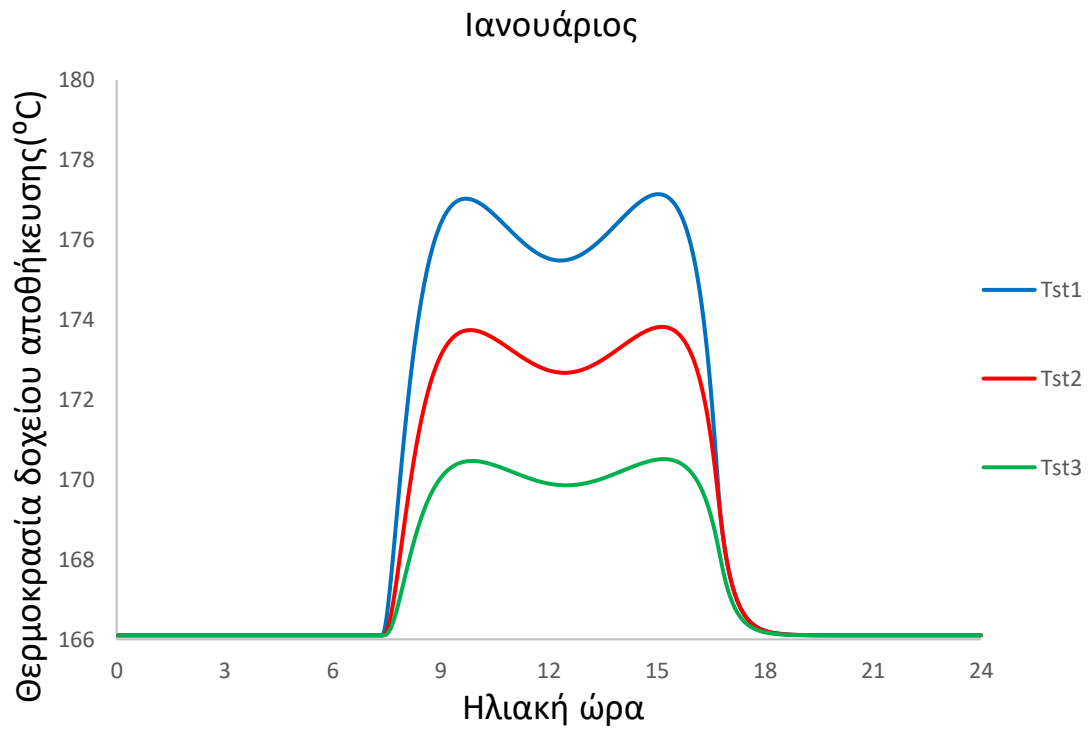
Διάγραμμα 4.71 Ημερήσια μεταβολή της ηλιακής ενέργειας, της ωφέλιμης παραγωγής θερμότητας, της παραγωγής θερμότητας της γεννήτριας και της παραγωγής ψυκτικής ισχύς το μήνα Ιούλιο



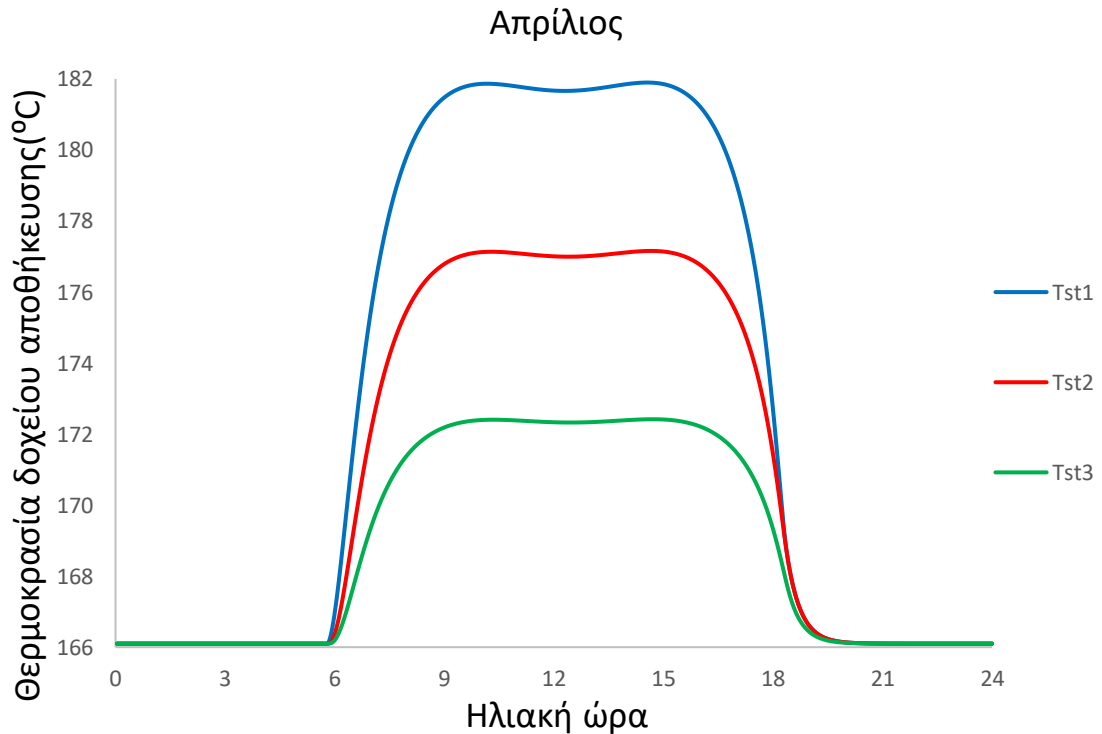
Διάγραμμα 4.72 Ημερήσια μεταβολή της ηλιακής ενέργειας, της ωφέλιμης παραγωγής θερμότητας, της παραγωγής θερμότητας της γεννήτριας και της παραγωγής ψυκτικής ισχύς το μήνα Οκτώβριο

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα, διαπιστώνεται ότι ένα σημαντικό μεγάλο ποσοστό της ηλιακής ενέργειας παραμένει ανεκμετάλλετο και δεν μετατρέπεται σε ωφέλιμη θερμότητα και κατά επέκταση σε ψυκτική ισχύ. Αυτό οφείλεται στις οπτικές απώλειες που υπάρχουν ειδικά τον χειμώνα. Ειδικά το μήνα Ιανουάριο το φαινόμενο αυτό κορυφώνεται. Επιπλέον, συγκρίνοντας τις καμπύλες της ωφέλιμης παραγωγής θερμότητας και της θερμότητας στην είσοδο της γεννήτριας διαπιστώνεται μία τεράστια ομοιότητα όσον αφορά τα προφίλ τους. Βέβαια παρατηρείται μία μικρή καθυστέρηση (περίπου μία ώρα) στην καμπύλη της γεννήτριας. Αποτέλεσμα λογικό καθώς μεσολαβεί η δεξαμενή αποθήκευσης.

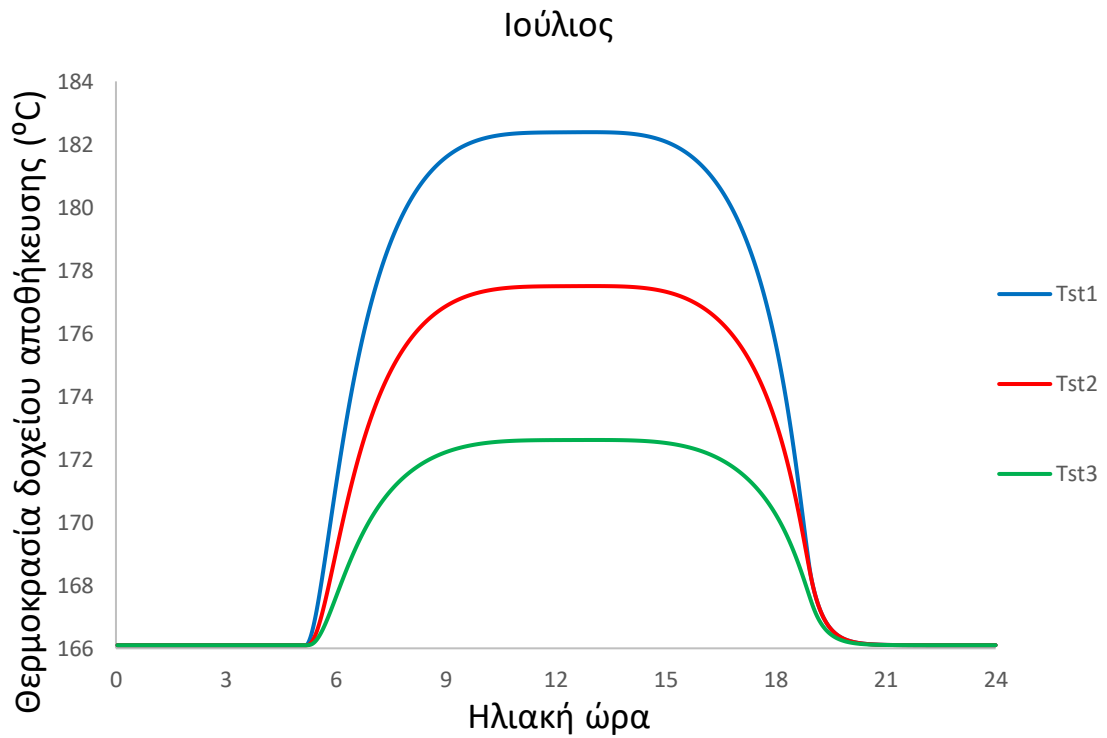
Ενισχύοντας την ανάλυση αυτής της ενότητας παρουσιάζονται, για τους ίδιους εξεταζόμενους μήνες, η ημερήσια διακύμανση των θερμοκρασιών στις τρεις θερμικές ζώνες που είχαμε ορίσει στο τρίτο κεφάλαιο για τη δεξαμενή αποθήκευσης. Παρακατώ παρατίθενται τα σχετικά διαγράμματα.



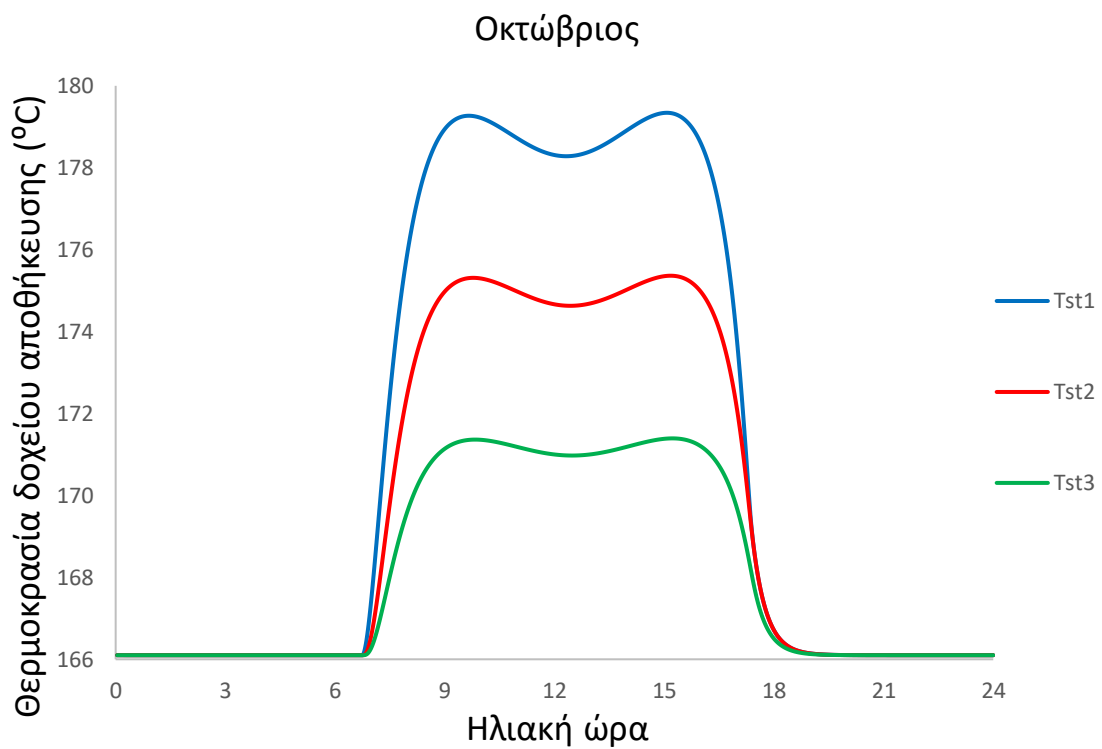
Διάγραμμα 4.73 Ημερήσια μεταβολή των θερμοκρασιών των θερμικών ζωνών της δεξαμενής αποθήκευσης το μήνα Ιανουάριο



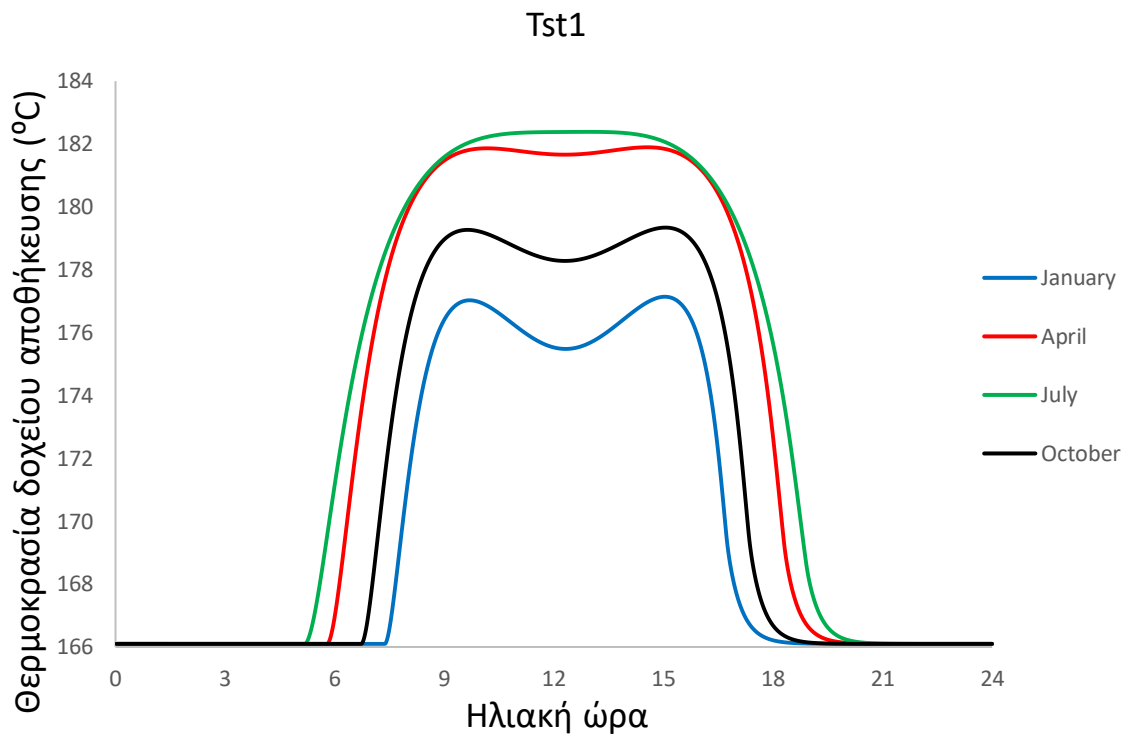
Διάγραμμα 4.74 Ημερήσια μεταβολή των θερμοκρασιών των θερμικών ζωνών της δεξαμενής αποθήκευσης το μήνα Απρίλιο



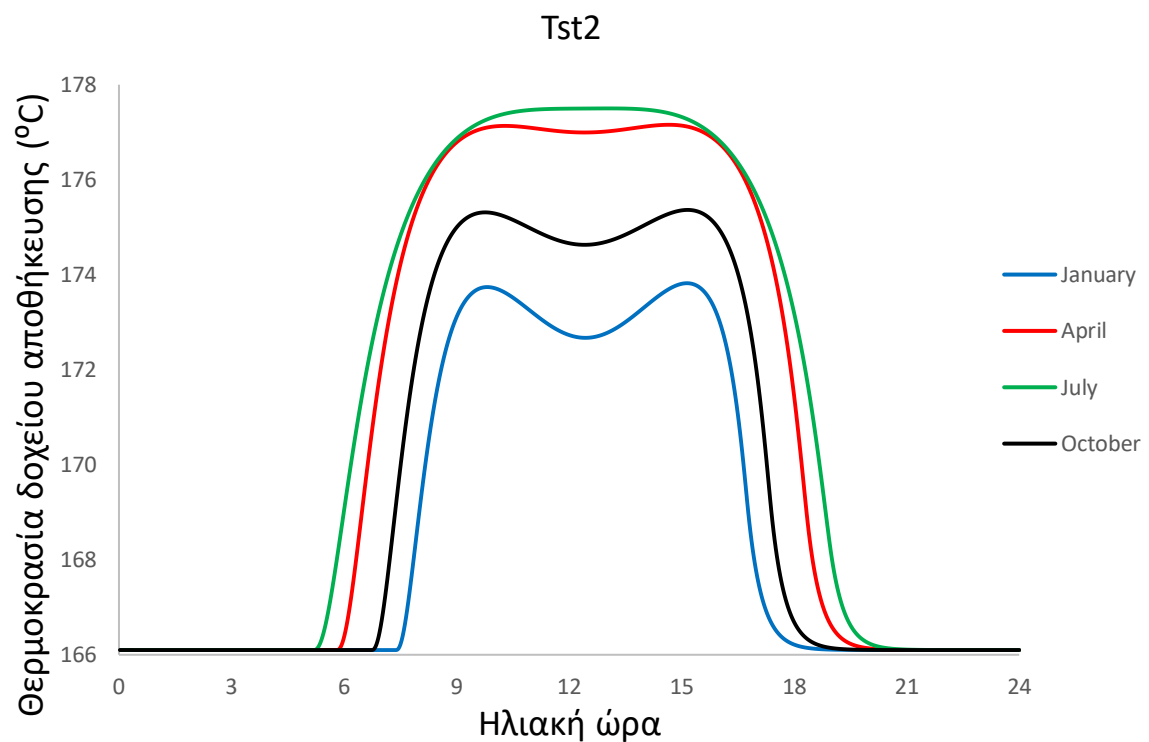
Διάγραμμα 4.75 Ημερήσια μεταβολή των θερμοκρασιών των θερμικών ζωνών της δεξαμενής αποθήκευσης το μήνα Ιούλιο



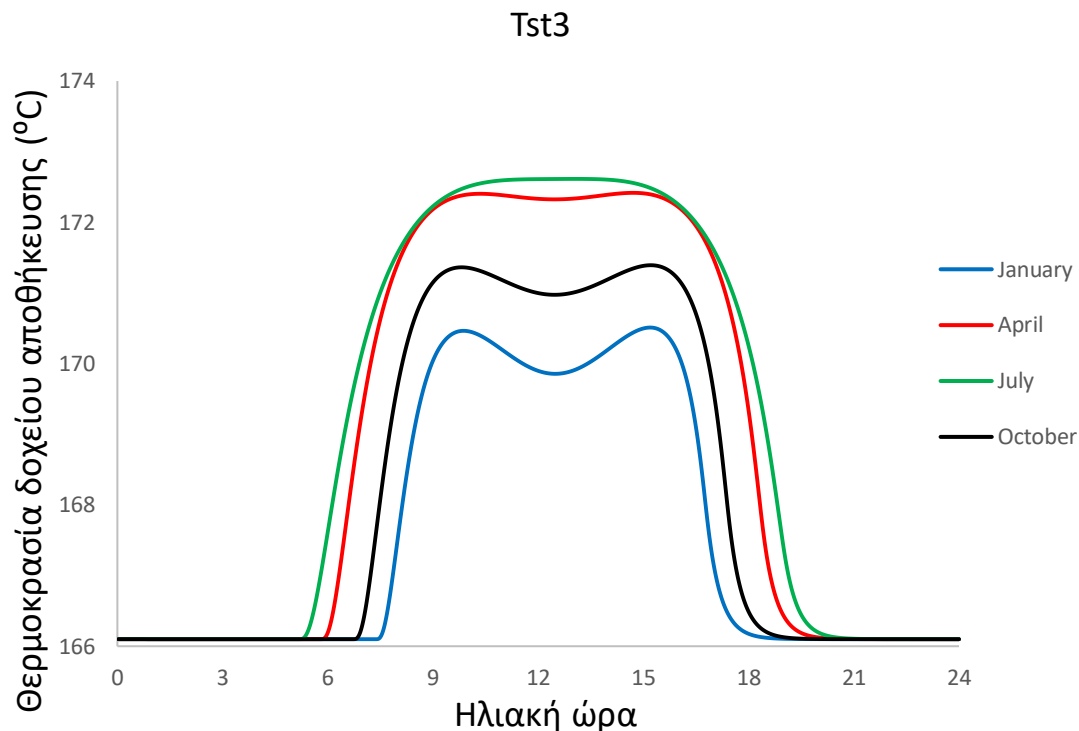
Διάγραμμα 4.76 Ημερήσια μεταβολή των θερμοκρασιών των θερμικών ζωνών της δεξαμενής αποθήκευσης το μήνα Οκτώβριο



Διάγραμμα 4.77 Ημερήσια μεταβολή της θερμοκρασίας της πρώτης θερμικής ζώνης για τους μήνες Ιανουάριο, Απρίλιο, Ιούλιο και Οκτώβριο



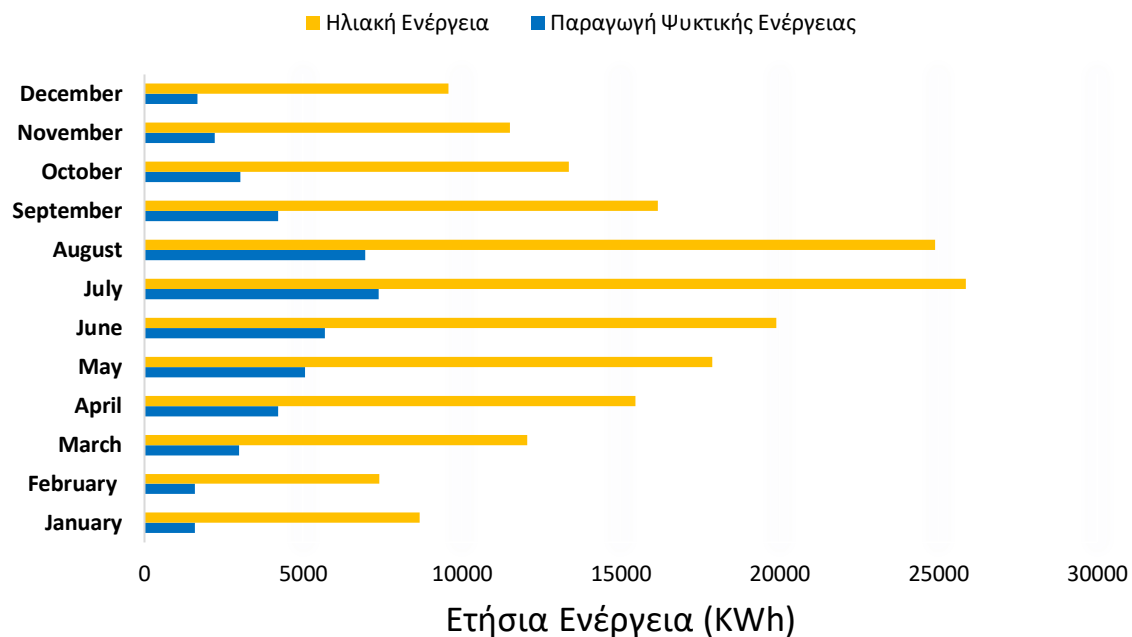
Διάγραμμα 4.78 Ημερήσια μεταβολή της θερμοκρασίας της δεύτερης θερμικής ζώνης για τους μήνες Ιανουάριο, Απρίλιο, Ιούλιο και Οκτώβριο



Διάγραμμα 4.79 Ημερήσια μεταβολή της θερμοκρασίας της τρίτης θερμικής ζώνης για τους μήνες Ιανουάριο, Απρίλιο, Ιούλιο και Οκτώβριο

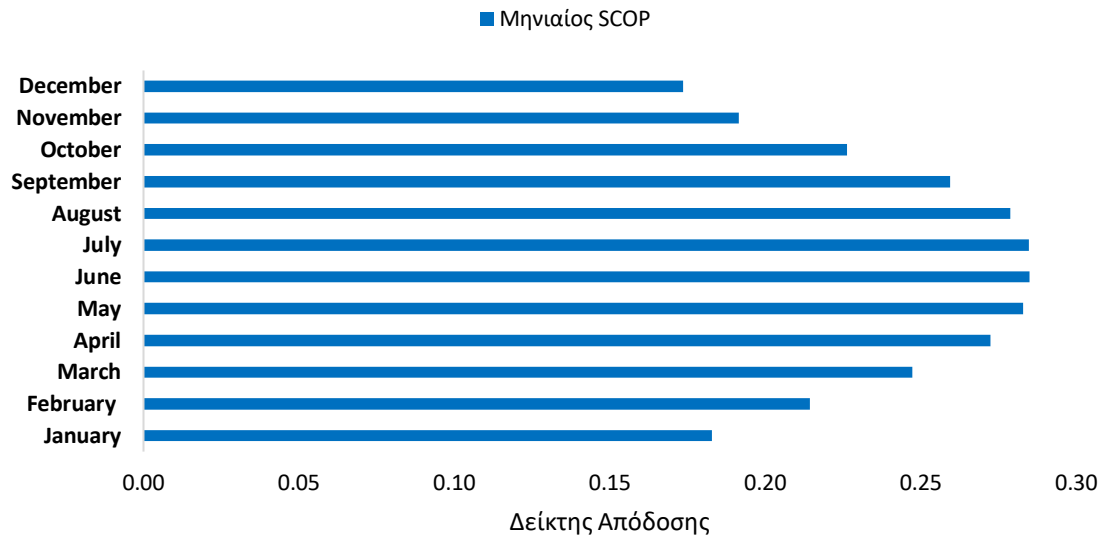
Εξετάζοντας τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τα παραπάνω διαγράμματα, παρατηρείται μία ομοιομορφία στη μορφή των καμπυλών όπως και προηγουμένως. Οι καμπύλες των τριών θερμικών ζωνών παρουσιάζουν ίδια συμπεριφορά με αυτή της ωφέλιμης παραγωγής θερμότητας και εκείνης της γεννήτριας, όπως ήταν και αναμενόμενο. Η θερμοκρασία της πρώτης θερμικής ζώνης είναι όλη τη διάρκεια υψηλότερη από όλες καθώς επίσης η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των ζωνών παραμένει σταθερή. Επιπλέον, ο Ιούλιος και ο Απρίλιος σημειώνουν τις μεγαλύτερες θερμοκρασίες σε σχέση με τους άλλους δύο μήνες με τη μέγιστη διαφορά να μην ξεπερνά τους 8 °C.

Το τελευταίο μέρος αυτής της ενότητας περιλαμβάνει αποτελέσματα σχετικά με τη μηνιαία απόδοση του συστήματος. Το διάγραμμα που ακολουθεί δείχνει τη μηνιαία παραγωγή ψύξης και την αντίστοιχη ηλιακή ενέργεια που διατίθεται ως είσοδος στο σύστημα. Αξίζει να αναφερθεί ότι κατά τη θερινή περίοδο μεγιστοποιείται η παραγωγή ψύξης ενώ το χειμώνα παρουσιάζει τα χαμηλότερα επίπεδά της. Πιο συγκεκριμένα, τον Ιούλιο το σύστημα παράγει τη μέγιστη ψυκτική ισχύ, που ανέρχεται στις 7368 KWh, ενώ το Φεβρουάριο και τον Ιανουάριο παρατηρείται η ελάχιστη παραγωγή που ισούται περίπου με 1582 KWh και για τους δύο μήνες έκαστος. Σημαντικό αποτελεί και το γεγονός ότι η παραγωγή ψύξης σχετίζεται άμεσα με την ηλιακή ενέργεια, ακολουθώντας τις ίδιες αυξητικές τάσεις.



Διάγραμμα 4.80 Μηνιαία παραγωγή ψυκτικής ενέργειας και η απορροφώμενη ηλιακή ενέργεια για το κύριο σενάριο ($A_c=100 \text{ m}^2$, $V=4 \text{ m}^3$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e=-20^\circ\text{C}$)

Ενδιαφέρον παρουσιάζει και ο μηνιαίος SCOP για το κύριο σενάριο. Παρατηρώντας το διάγραμμα 4.81, καθίσταται σαφές ότι ο δείκτης αυτός μεγιστοποιείται το καλοκαίρι ενώ ελαχιστοποιείται κατά τη διάρκεια του χειμώνα. Η συμπεριφορά αυτή του SCOP οφείλεται στις υψηλές οπτικές απώλειες που επικρατούν τους χειμερινούς μήνες σε συνδιασμό με τις αυξημένες θερμικές απώλειες που υφίστανται στο σύστημα αποθήκευσης κατά την περίοδο εκείνη. Ο μήνας με το μέγιστο συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος είναι ο Ιούνιος με 0.2851 με τον Ιούλιο και το Μάιο να βρίσκονται υπερβολικά κοντά. Ο λιγότερος αποδοτικός μήνας από την άλλη είναι ο Δεκέμβριος με SCOP να ανέρχεται στο 0.1736. Τέλος αξίζει να σημειωθεί, ότι ο μέσος συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος ισούται με 0.2545. Παρακάτω παρατίθεται το σχετικό διάγραμμα.

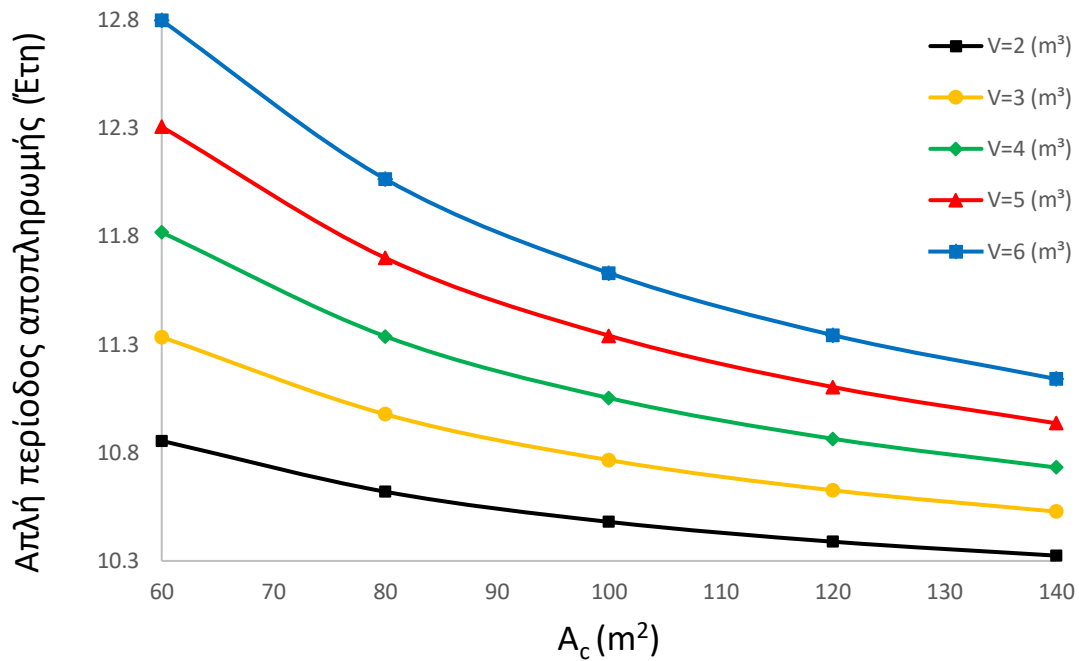


Διάγραμμα 4.81 Μηνιαίος SCOP για το κύριο σενάριο ($A_{col}=100 \text{ m}^2$, $V=4 \text{ m}^3$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e=-20^\circ\text{C}$)

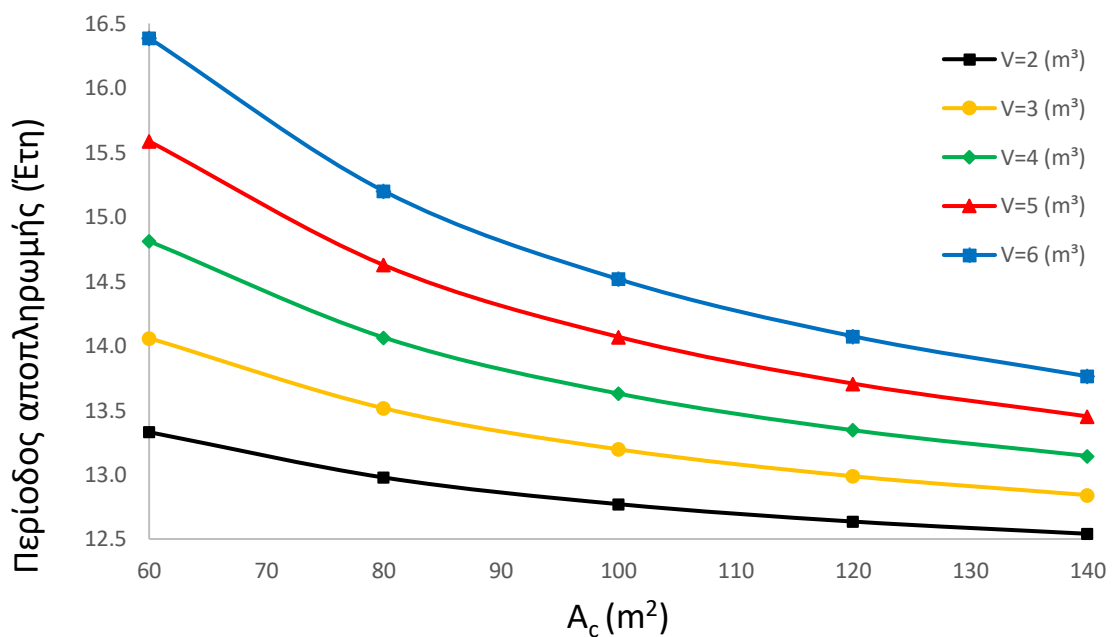
4.4 Οικονομική ανάλυση

Αντικείμενο της οικονομικής ανάλυσης του εξεταζόμενου συστήματος αποτελεί ο βαθμός επιρρός των διαφορετικών συλλεκτικών επιφανειών και των διαφορετικών όγκων της δεξαμενής αποθήκευσης σε διάφορους χρηματοοικονομικούς δείκτες. Πιο συγκεκριμένα, η οικονομική ανάλυση εξετάζει τη διακύμανση της παραγωγής ψύξης, του επενδυτικού κόστους της εγκατάστασης καθώς και του ετήσιου εισοδήματος για διάφορα σχεδιαστικά σενάρια.

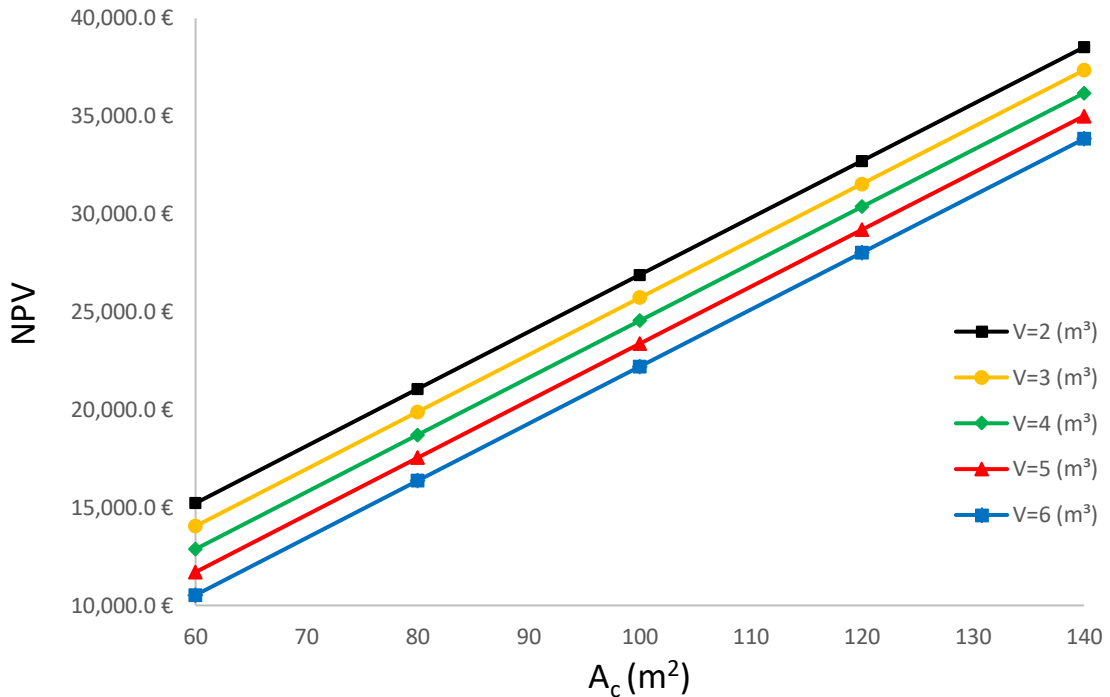
Παρακάτω παρατίθενται εποπτικά διαγράμματα που παρουσιάζουν τη διακύμανση των χρηματοοικονομικών δεικτών όπως η απλή περίοδος αποπληρωμής (SPP), η περίοδος αποπληρωμής (PP), η καθαρή παρούσα αξία (NPV) και ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR). Η επιφάνεια του ηλιακού συλλέκτη κυμαίνεται από 60 m^2 έως 140 m^2 , ενώ ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης εξετάζεται από 2 m^3 έως και 6 m^3 .



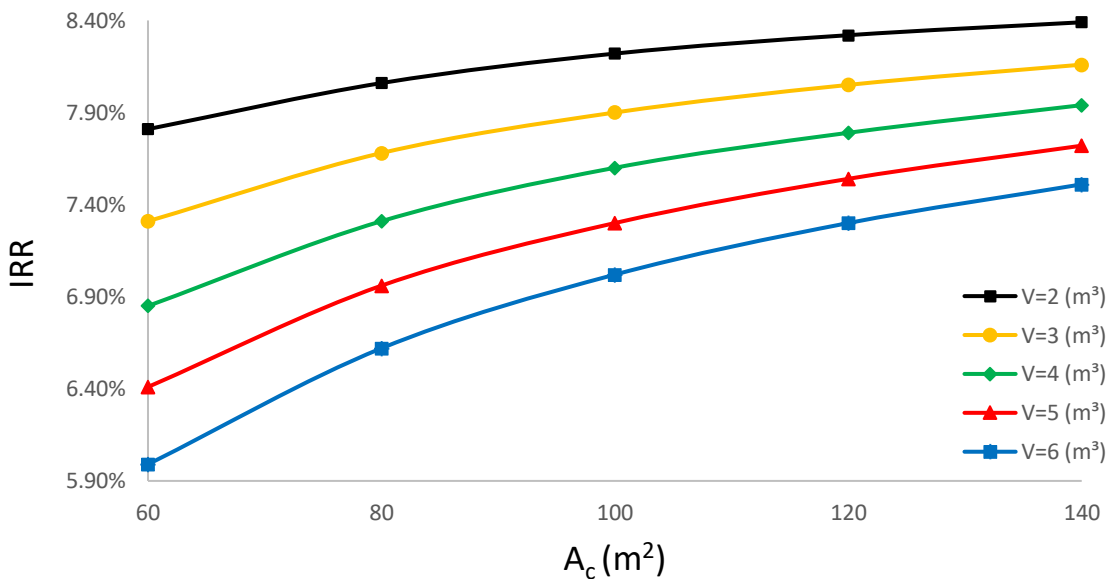
Διάγραμμα 4.82 Απλή περίοδος αποπληρωμής για διαφορετικούς συνδιασμούς συλλεκτικών επιφανειών και όγκων της δεξαμενής αποθήκευσης



Διάγραμμα 4.83 Περίοδος αποπληρωμής για διαφορετικούς συνδιασμούς συλλεκτικών επιφανειών και όγκων της δεξαμενής αποθήκευσης



Διάγραμμα 4.84 Καθαρή παρούσα αξία για διαφορετικούς συνδιασμούς συλλεκτικών επιφανειών και όγκων της δεξαμενής αποθήκευσης



Διάγραμμα 4.85 Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης για διαφορετικούς συνδιασμούς συλλεκτικών επιφανειών και όγκων της δεξαμενής αποθήκευσης

Εξετάζοντας το διάγραμμα 4.82, που απεικονίζει την απλή περίοδο αποπληρωμής, διαπιστώνεται ότι όσο μεγαλύτερη είναι η συλλεκτική επιφάνεια τόσο μειώνεται ο συγκεκριμένος δείκτης. Επιπλέον, ο μικρότερος όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης συμβάλλει και αυτός στη φθίνουσα πορεία της καμπύλης. Η απλή περίοδος αποπληρωμής, όπως έχει ήδη διευκρινιστεί, αποτελεί έναν δείκτη που δηλώνει το χρονικό διάστημα που απαιτείται ώστε να καλυφθούν τα έξοδα της επένδυσης από τις απολαβές της παραγωγής ψύξης. Αξίζει επίσης να αναφερθεί ότι ο χρηματοοικονομικός δείκτης αυτός δεν λαμβάνει υπόψη τις μεταβολές στην αξία του χρήματος με την πάροδο του χρόνου. Έτσι, η βέλτιστη

σχεδίαση είναι εκείνη με $A_c=140 \text{ m}^2$ και $V=2 \text{ m}^3$ που έχει σαν αποτέλεσμα η απλή περίοδος αποπληρωμής να ισούται με 10.32 έτη.

Στο επόμενο διάγραμμα, παρουσιάζεται η περίοδος αποπληρωμής η οποία συμπεριλαμβάνει και τη διακύμανση στην αξία του χρήματος κατά τη διάρκεια του χρόνου. Η μορφή των καμπυλών παρουσιάζει σημαντικές ομοιότητες με αυτή των καμπυλών της απλής περιόδου αποπληρωμής. Το μέγεθος της συλλεκτικής επιφάνειας και ο όγκος του δοχείου αποθήκευσης επιδρούν με παρόμοιο τρόπο στην πορεία των καμπυλών. Συνεπώς, κρίνεται λογικό το αποτέλεσμα που αναδεικνύει το ίδιο σενάριο ως το βέλτιστο με την περίοδο αποπληρωμής να ισούται με 12.54 χρόνια. Η αύξηση που παρατηρείται στον συγκεκριμένο δείκτη σε σχέση με τον προηγούμενο οφείλεται στην αποτίμηση του χρήματος που επέρχεται με την πάροδο του χρόνου.

Η διακύμανση της καθαρής παρούσας αξίας για διάφορους συνδιασμούς συλλεκτικών επιφανειών και όγκων δεξαμενής αποθήκευσης επεικονίζεται στο διάγραμμα 4.84. Ο συγκεκριμένος δείκτης δείχνει το κέρδος της επένδυσης και το ανάγει στο παρόν. Όπως έχει ήδη τονισθεί, στο δείκτη αυτόν λαμβάνεται υπόψη και το προεξοφλητικό επιτόκιο για την επιλεγμένη διάρκεια ζωής του έργου. Καθίσταται σαφές ότι μεγαλύτερη συλλεκτική επιφάνεια και μικρότερος όγκος του δοχείου αποθήκευσης επικουρικά στη NPV. Πρόκειται για μία γραμμική συνάρτηση, η οποία παρουσιάζει μέγιστο στο εξεταζόμενο διάστημα για την περίπτωση με $A_c=140 \text{ m}^2$ και $V=2 \text{ m}^3$. Στην περίπτωση αυτή η NPV ισούται με 38.52 κ€.

Τέλος, το διάγραμμα 4.85 παρουσιάζει τον εσωτερικό συντελεστή απόδοσης για την παρούσα επένδυση, οποίος δείχνει τη μέγιστη προσδοκία που μπορεί να έχει κάποιος επενδυτής για το συγκεκριμένο έργο. Η μέγιστη τιμή του δείκτη αυτού εντοπίζεται όπως και προηγουμένως για την περίπτωση σχεδίασης με $A_c=140 \text{ m}^2$ και $V=2 \text{ m}^3$ και ισούται με 8.39%.

Ολοκληρώνοντας την οικονομική ανάλυση κρίνεται σκόπιμο να τονισθεί ότι όλοι οι εξεταζόμενοι συνδιασμοί της επιφάνειας του ηλιακού συλλέκτη και του όγκου της δεξαμενής οδηγούν σε μία βιώσιμη επένδυση. Μεγαλύτερες συλλεκτικές επιφάνειες έχουν ως αποτέλεσμα τη σημαντική αύξηση της παραγωγής ψύξης και κατά επέκταση τη μεγαλύτερη βιωσιμότητα του έργου. Από την άλλη, η συμβολή του όγκου της δεξαμενής αποθήκευσης στην ενεργειακή παραγωγή δεν είναι τόσο σημαντική. Ο όγκος της δεξαμενής επηρεάζει κυρίως την οικονομική απόδοση της εγκατάστασης καθώς έχει άμεσο αντίκτυπο στην αρχική δαπάνη και στα έξοδα συντήρησης. Γενικά, μια μικρή δεξαμενή μπορεί να διατηρήσει το επενδυτικό κόστος σε λογικά πλαίσια. Τέλος, η επιλογή του κατάλληλου σχεδιαστικού συνδιασμού εξαρτάται και από τη ζήτηση της ψύξης, παράμετρος η οποία πρέπει να καθοριστεί εξ αρχής ώστε να μην αυξηθούν σημαντικά τα έξοδα για την κατασκευή ενός μεγαλύτερου ηλιακού συλλέκτη χωρίς κάποιον ουσιαστικό λόγο.

Κεφάλαιο 5: Συμπεράσματα

Στόχος της παρούσας ανάλυσης αποτελεί η ετήσια ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση ενός ηλιακά οδηγούμενου ψυκτικού συστήματος απορρόφησης, χρησιμοποιώντας ως εργαζόμενο ζεύγος αμμωνία-νερό. Η εκτεταμένη χρήση των παραβολικών ηλιακών συλλεκτών για την παραγωγή θέρμανσης, ως η καταλληλότερη ηλιακή τεχνολογία, σε μέσα επίπεδα θερμοκρασίας είναι γεγονός. Έτσι θεωρείται εύλογη η επιλογή ενός συλλέκτη PTC στην παρούσα εργασία. Η λειτουργία της εγκατάστασης μελετάται για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης από 25°C έως και 45°C και θερμοκρασίες ψύξης που κυμαίνονται από -35°C έως 5°C. Στο εξεταζόμενο σύστημα, η ψυκτική ισχύς παράγεται από έναν μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης και τα μετεωρολογικά δεδομένα της ανάλυσης αφορούν την πόλη της Αθήνας. Τα πιο σημαντικά συμπεράσματα της εργασίας αυτής συνοψίζονται παρακάτω.

- Για τις εξεταζόμενες συνθήκες λειτουργίας, υπάρχει μία βέλτιστη θερμοκρασία γεννήτριας που μεγιστοποιεί την απόδοση του συστήματος τόσο ενεργειακά, με το συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) να σημειώνει τη μέγιστη τιμή του, όσο και εξεργειακά μεγιστοποιώντας τον εξεργειακό βαθμό απόδοσής αυτού ($\eta_{ex,system}$). Η βέλτιστη θερμοκρασία αυτή, αυξάνεται με την άνοδο της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή ενώ μειώνεται όσο η θερμοκρασία της ψύξης ελαττώνεται.
- Σημαντικό αποτελεί επίσης το γεγονός ότι η επίτευξη του μέγιστου συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη σημειώνεται σε διαφορετική θερμοκρασία γεννήτριας από εκείνη όπου παρατηρείται η μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης τού.
- Για το σχεδιασμό όπου επιλέγεται η συλλεκτική επιφάνεια να ισούται με 100 m², η δεξαμενή αποθήκευσης με 4 m³, η θερμοκρασία ατμοποίησης -20 °C και η θερμοκρασία συμπύκνωσης 40°C, ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος (SCOP) ανέρχεται στο 0.255 και η εξεργειακή απόδοση τού ($\eta_{ex,system}$) ισούται με 4.86%. Η ετήσια παραγωγή ψύξης για το εξεταζόμενο σενάριο υπολογίζεται να ισούται με 46.5 MWh, ενώ η ηλιακή ενέργεια που χρησιμοποιείται ως είσοδος στο σύστημα ανέρχεται στις 182.7 MWh.
- Η μέγιστη παραγωγή ψύξης παρατηρείται τον μήνα Ιούλιο με αυτή να ανέρχεται στις 7368 MWh, ενώ η ελάχιστη τον Φεβρουάριο με 1582 MWh. Ο μήνας με το μέγιστο συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος είναι ο Ιούνιος με 0.2851, ενώ ο λιγότερος αποδοτικός μήνας είναι ο Δεκέμβριος με SCOP να ανέρχεται στο 0.1736.
- Το βέλτιστο σχεδιαστικό σενάριο της παρούσας εργασίας, ύστερα από την ολοκλήρωση της οικονομικής ανάλυσης του συστήματος, βρέθηκε εκείνο με συλλεκτική επιφάνεια και όγκο δοχείου αποθήκευσης να ισούνται με 140 m² και 2 m³ αντίστοιχα. Πιο συγκεκριμένα, για τα δεδομένα αυτά, η απλή περίοδος αποπληρωμής βρέθηκε 10.32 έτη, η περίοδος αποπληρωμής 12.54 έτη, η καθαρή παρούσα αξία 38.52 k€ και ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης με 8.39%.