



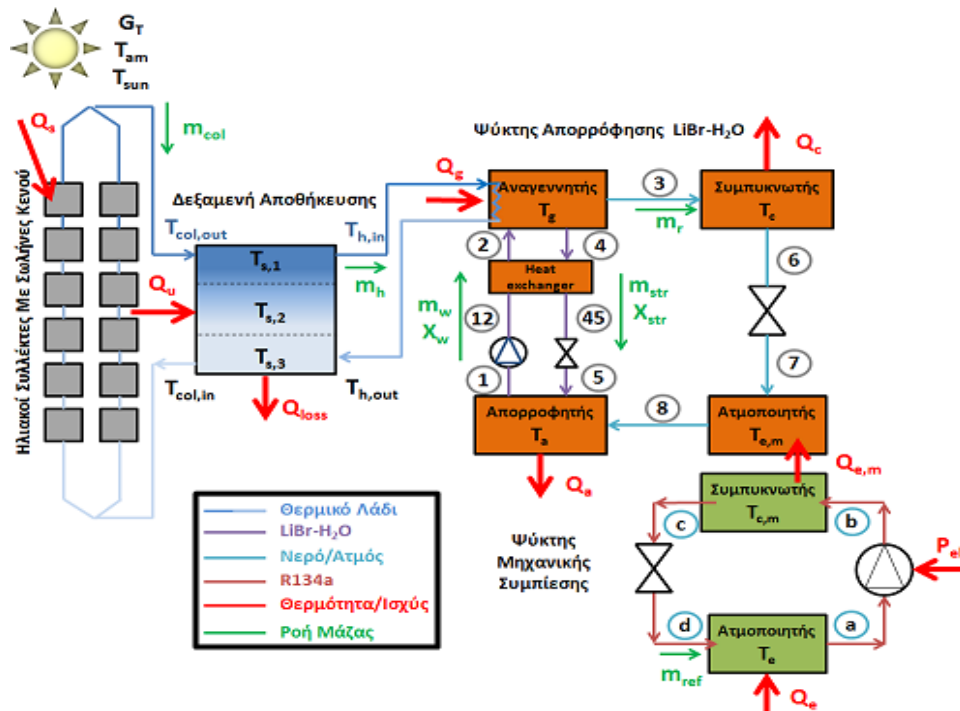
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ, ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ, ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΚΑΙ
ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΟΣ ΗΛΙΑΚΟΥ - ΥΒΡΙΔΙΚΟΥ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ

Γεώργιος Τσιφής

Επιβλέπων: *Χρήστος Τζιβανίδης*, Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π



DIPLOMA THESIS

ENERGETIC, EXERGETIC, ECONOMIC AND
ENVIROMENTAL (4E) ANALYSIS OF A SOLAR - HYBRID
REFRIGERATION SYSTEM

Georgios Tsifis

Supervisor: *Christos Tzivanidis*, Assistant Prof. N.T.U.A.

Οκτώβριος/October 2017

Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση της διπλωματικής εργασίας μου, νιώθω την ανάγκη να εκφράσω γραπτώς τις ευχαριστίες μου στα άτομα, η συμβολή και η καθοδήγηση των οποίων υπήρξε καθοριστική για την εκπόνησή της.

Κατ' αρχάς, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα Καθηγητή, κ. Χρήστο Τζιβανίδη για τη πολύτιμη και συνεχή καθοδήγηση του καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας. Οι γνώσεις του πάνω στο αντικείμενο και το οργανωτικό του πνεύμα με βοήθησαν να ξεπεράσω τις δυσκολίες που αντιμετώπισα οι οποίες στα άπειρα μάτια μου φάνταζαν ανυπέρβλητες. Κάθε φορά που ένιωθα πελαγωμένος, οι συμβουλές και το ομαδικό του πνεύμα μου έδιναν δύναμη να συνεχίσω. Παρόλο που δεν είχα και το πιο εύκολο θέμα, παρόλο που οι αβεβαιότητες ήταν πολλές, μου κέντρισε το ενδιαφέρον και με ενθάρρυνε να το αγαπήσω. Μέσα από τη συνεχή μας επαφή, έμαθα να προβληματίζομαι, να συνδυάζω τις γνώσεις μου και να προσεγγίζω τα άγνωστα προβλήματα με περιέργεια και όχι με φόβο. Η επιστημονική του κατάρτιση και η επαγγελματικότητα του, με διαμόρφωσαν σε μηχανικό και οι υψηλές απαιτήσεις του αποτελούν πια και δικές μου απαιτήσεις για το επίπεδο της δουλειάς μου. Σε προσωπικό επίπεδο, ο κ. Τζιβανίδης, όποτε τον χρειάστηκα ήταν πάντα εκεί να με συμβουλευεί και να καθησυχάζει τις ανησυχίες μου. Οφείλω να πω ότι χαίρομαι που ολοκληρώνω τη φοιτητική μου θητεία με μια τόσο εποικοδομητική και ευχάριστη συνεργασία.

Για το Δρ. Ε. Μπέλλο, τα λόγια ωχριούν μπροστά στα συναισθήματα που αναδύονται όταν ανακαλώ εκείνες τις στιγμές. Το αστείρευτο ενδιαφέρον του και η συνεχής καθοδήγηση του συνέβαλαν καθοριστικά στην εκπόνηση της εργασίας. Η επιστημονική του κατάρτιση και οι συμβουλές του με βοήθησαν να ξεπεράσω όλες τις δυσκολίες. Μου δίδαξε να σκέφτομαι σαν «μηχανικός» και πλέον το ποιοτικό επίπεδο της δουλειάς μου αντικατοπτρίζεται στο επίπεδο της επαγγελματικότητας του. Πέρα όμως απ' αυτά, θυμάμαι τις συζητήσεις μας (μικρές και μεγάλες...) και τα πειράγματα του. Όλες αυτές οι στιγμές διαπερνούσαν τη μονοτονία της διπλωματικής και τη κούραση, και αν θέλετε ήταν το «αλατοπίπερο» όλου του ταξιδιού. Οφείλω να πω ένα μεγάλο ευχαριστώ στο Ευάγγελο Μπέλλο για την άριστη συνεργασία μας καθώς και για όλες εκείνες τις στιγμές τις οποίες, όπως και το Βαγγέλη, κρατάω σε ένα ιδιαίτερο μέρος στην καρδιά μου.

Θα ήθελα να εκφράσω την μεγάλη μου ευγνωμοσύνη τον καθηγητή κ. Χ. Τζιβανίδη και τον Δρ. Ε. Μπέλλου για την ολοκλήρωση και τη δημοσίευση της πρώτης μου ερευνητικής εργασίας με τίτλο « Energy, Exergy , Economical and Environmental Analysis (4E) of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios» στο περιοδικό Energy Conversion and Management στις 30 Ιουνίου του 2017.

Τέλος, θέλω να εκφράσω την απέραντη ευγνωμοσύνη μου στην οικογένειά μου και στους φίλους μου για την συμπαράστασή τους και τη συνεχή τους ενθάρρυνση κατά τη διάρκεια ενασχόλησής μου με τη διπλωματική εργασία, καθώς και για την υπομονή και την αδιάλειπτη υποστήριξή της.

Περιεχόμενα

Περιεχόμενα.....	i
Περίληψη	iii
Abstract.....	v
Ονοματολογία	vii
Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή	1
1.1 Η ενεργειακή κατάσταση σήμερα	1
1.2 Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.....	3
1.3 Ηλιακή ενέργεια	3
1.4 Ηλιακοί συλλέκτες	5
1.5 Είδη ηλιακών συλλεκτών	7
Βιβλιογραφία 1 ^{ου} Κεφαλαίου.....	12
Κεφάλαιο 2. Ψύξη	15
2.1 Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού	15
2.2 Ψυκτικά μέσα	18
Βιβλιογραφία 2 ^{ου} Κεφαλαίου.....	26
Κεφάλαιο 3. Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας.....	27
3.1 Γενικά περί ηλιακής ακτινοβολίας.....	27
3.2 Ηλιακή ακτινοβολία επιφάνειας εντός ατμοσφαιράς.....	28
3.2.1 Γωνίες ηλίου και επιφανείας.....	29
3.2.2 Μοντέλα ηλιακής ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου.....	30
3.3 Ηλιακοί συλλέκτες	34
3.4 Συστήματα ηλιακού κλιματισμού	37
3.4.1 Κλειστού κύκλου συστήματα ψύξης	38
3.4.2 Ανοιχτού κύκλου συστήματα ψύξης	59
3.5 Σύγκριση μεθόδων ηλιακής ψύξης.....	63
3.6 Συστήματα παραγωγής ψύξης με χρήση γεωθερμίας	64
3.7 Συστήματα παραγωγής ψύξης με ανάκτηση θερμότητας	69
3.8 Υβριδικά συστήματα ψύξης.....	72
Βιβλιογραφία 3 ^{ου} Κεφαλαίου.....	75
Κεφάλαιο 4. Εξεταζόμενο Σύστημα	77

4.1 Βιβλιογραφική ανασκόπηση	77
4.2 Στόχος διπλωματικής εργασίας	80
4.3 Περιγραφή εξεταζόμενου συστήματος	80
4.4 Μαθηματικό μοντέλο	83
4.4.1 Μετεωρολογικά δεδομένα	83
4.4.2 Σύστημα ηλιακών συλλεκτών	85
4.4.3 Μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης	86
4.4.4 Μοντελοποίηση ψύκτη απορρόφησης	88
4.4.5 Μοντελοποίηση συστήματος ψύξης μηχανικής συμπίεσης	90
4.5 Ενεργειακή ανάλυση	90
4.6 Εξεργειακή ανάλυση	91
4.7 Οικονομική ανάλυση	93
4.8 Περιβαλλοντική ανάλυση	95
4.9 Επικύρωση αποτελεσμάτων εξεταζόμενου συστήματος	95
4.9.1 Επικύρωση της προσομοίωσης του ψύκτη προσομοίωσης	95
4.9.2 Επικύρωση της προσομοίωσης του cascade συστήματος	96
4.10 Ακολουθούμενη μεθοδολογία	97
Βιβλιογραφία 4 ^{ου} Κεφαλαίου	106
Κεφάλαιο 5. Παρουσίαση Αποτελεσμάτων	111
5.1 Γενικά περί αποτελεσμάτων	111
5.2 Ψύκτης Μηχανικής Συμπίεσης	111
5.3 Ψύκτης Απορρόφησης	119
5.4 Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης-Ψυκτικός κύκλος απορρόφησης (cascade σύστημα)	130
Κεφάλαιο 6. Παρουσίαση Αποτελεσμάτων	147
6.1 Γενικά περί αποτελεσμάτων	147
6.2 Cascade σύστημα ψύξης-σύστημα ηλιακών συλλεκτών σε steady state	147
6.3 Cascade σύστημα ψύξης-σύστημα ηλιακών συλλεκτών σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση	175
6.4 Cascade σύστημα ψύξης-σύστημα ηλιακών συλλεκτών σε ετήσια δυναμική προσομοίωση	197
Βιβλιογραφία 6 ^{ου} Κεφαλαίου	211
Κεφάλαιο 7. Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα	211

Τα περιβαλλοντικά προβλήματα από την υπερβολική εκπομπή ρύπων, η εξάντληση των ορυκτών πόρων και η συνεχής αύξηση της τιμής του ηλεκτρικού ρεύματος αποτελούν καθοριστικούς παράγοντες για την στροφή προς την αξιοποίηση εναλλακτικών πηγών ενέργειας. Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί μια από τις υποσχόμενες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας εξαιτίας της αφθονίας της και της εύκολης εκμεταλλευσιμότητας της. Το χαμηλός κόστος επένδυσης για την αξιοποίηση της ηλιακής θερμικής ενέργειας είναι ένα επιπλέον θετικό στοιχείο το οποίο οδηγεί στην αξιοποίηση της σε μεγάλο πλήθος εφαρμογών, όπως η θέρμανση, η ψύξη, η παραγωγή ρεύματος αλλά και ορισμένες βιομηχανικές διεργασίες. Ο ηλιακός κλιματισμός και γενικότερα η ηλιακή ψύξη είναι μια συνεχώς εξελισσόμενη τεχνολογία διότι είναι μη επιβλαβής για το περιβάλλον και ταυτόχρονα παρουσιάζει ταύτιση της ζήτησης με τη δυνατότητα παραγωγής της απαιτούμενης ψυκτικής ενέργειας.

Η παρούσα διπλωματική εργασία, συμβαδίζοντας με τις απαιτήσεις στον τομέα της ενέργειας, πραγματεύεται την αξιοποίηση της ηλιακής θερμικής ενέργειας σε ένα υβριδικό σύστημα ψύξης (cascade) το οποίο λειτουργεί με σύζευξη ενός ψύκτη απορρόφησης και ενός συμβατικού ψύκτη μηχανικής συμπίεσης. Συλλέκτες με σωλήνες κενού, συνολικής επιφανείας 300 m^2 , συζευγμένοι με δοχείο αποθήκευσης θερμικού ελαίου χρησιμοποιούνται για να τροφοδοτήσουν την ψυκτική διάταξη η οποία παράγει ψυκτική ισχύ της τάξης των 100 kW . Το εργαζόμενο μέσο στο ψύκτη απορρόφησης είναι διάλυμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, ενώ το ψυκτικό μέσο στο σύστημα μηχανικής συμπίεσης επιλέχθηκε να είναι R134a .

Στόχος αυτής της μελέτης είναι η βελτιστοποίηση αυτού του συστήματος σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (θερμοκρασία παραγωγής ψύξης και θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας προς το περιβάλλον) για τις κλιματολογικές συνθήκες της Αθήνας σε ετήσια βάση. Πιο συγκεκριμένα, κριτήριο βελτιστοποίησης επιλέχθηκε η μεγιστοποίηση της παραγόμενης ψυκτικής ενέργειας, ενώ παράλληλα εξετάστηκε και η οικονομική απόδοση της εκάστοτε επένδυσης. Η ανάλυση πραγματοποιήθηκε με ένα δυναμικό-θερμοδυναμικό μοντέλο που αναπτύχθηκε στο λογισμικό EES (Engineering Equation Solver) και επαληθεύτηκε με βιβλιογραφικά δεδομένα.

Σύμφωνα με τα τελικά αποτελέσματα, η εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας κυμαίνεται από 30% έως 80% και είναι μεγαλύτερη για υψηλότερες θερμοκρασίες παραγωγής ψύξης και απόρριψης θερμότητας προς το περιβάλλον. Για το σενάριο λειτουργίας με παραγωγή ψύξης στους -20°C και απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον στους 40°C , η εξοικονόμηση ενέργειας βρέθηκε ίση με 54%, η συνολική παραγωγή ψύξης 155 MWh , ο μέσος ετήσιος συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος 0.31, ο αντίστοιχος εξεργειακός βαθμός απόδοσης 5.1%, ο χρόνος αποπληρωμής της επένδυσης 14 έτη και ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης αυτής (IRR) περίπου 6.6%

Abstract

The environmental problems caused by excessive pollutant emissions, the depletion of mineral resources and the constant increase in the price of electricity have been decisive factors in the change of course towards the exploitation of renewable energy sources. Solar energy is one of the promising renewable energy sources because of its abundance and its easy exploitation. The low cost of investment for the utilization of solar thermal energy is an additional positive element which leads to its exploitation in a large number of applications such as heating, cooling, power generation and some industrial processes. Solar air conditioning and solar refrigeration in general is a constantly evolving technology because it is non-harmful to the environment and at the same time shows demand matching with the ability to produce the required refrigerating energy.

This diploma thesis, in keeping with energy requirements, addresses the use of solar thermal energy in a hybrid cascade system that operates by coupling an absorption chiller and a conventional mechanical compression chiller. Vacuum tube collectors with a total surface area of 300 m² coupled to a thermal oil storage tank are used to supply the refrigerating device which produces a cooling capacity of 100 kW. The working pair in the absorption chiller is LiBr-H₂O solution, while the refrigerant in the mechanical compression system was chosen to be R134a.

The aim of this study is to optimize this system in various different operating conditions (temperature of refrigerating production and temperature of heat rejection to the environment) for the climatic conditions of Athens on an annual basis. More comparatively, an optimization criterion was chosen to maximize the refrigerating capacity produced, while also examining the economical performance of the investment. The analysis was performed with a dynamic-thermodynamic model developed in the Engineering Equation Solver (EES) software and verified with bibliographic data.

According to the final results, electricity savings range from 30% to 80% and are higher for higher refrigerating and heat production temperatures to the environment. For the operating scenario with refrigerating output at -20°C and heat rejection to the environment at 40 °C, the energy savings were 54%, the total refrigerating output 155 MWh, the average annual coefficient of behavior of the system 0.31, the corresponding efficiency level 5.1%, The repayment time of the investment is 14 years and its internal rate of return (IRR) is about 6.6%.

Ονοματολογία

A_c	Επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών, m^2
A_T	Εξωτερική επιφάνεια δεξαμενής αποθήκευσης, m^2
CF	Ετήσια ροή χρημάτων, €
c_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα, kJ/kgK
C_0	Αρχικό κόστος επένδυσης, €
$CO_{2,sav}$	Ετήσια εξοικονόμηση ποσότητας CO_2 , tn
d	Διάμετρος, m
D	Ημερήσια ποσότητα ενέργειας, kWh
Day	Ημέρα του έτους, -
DR	Ημερήσια διακύμανση θερμοκρασίας περιβάλλοντος, $^{\circ}C$
E_x	Ροή εξέργειας, kW
E_e	Παραγωγή ψυκτικής ενέργειας, kWh
F'	Παράγων απόδοσης, -
F''	Παράγων ροής, -
F_R	Παράγων θερμικής απολαβής, -
G	Ηλιακή ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου εντός ατμοσφαιράς, W/m^2
G_{on}	Ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει σε επίπεδο κάθετο, W/m^2
G_{sc}	Ηλιακή σταθερά, W/m^2
G_T	Προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου, W/m^2
$G_{T,max}$	Μέγιστη προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου, W/m^2
h	Ειδική ενθαλπία, kJ/kg
H_T	Ημερήσια ολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου, kWh/m^2
i	Μετρητής των ζωνών ανάμειξης της δεξαμενής αποθήκευσης ($i=1 \div N$), -
j	Μετρητής των ετών της επένδυσης ($j=1 \div M$), -
K_{abs}	Ειδικό κόστος ψύκτη απορρόφησης, €/kW
K_{el}	Κόστος ηλεκτρικής ενέργειας, €/kWh
K_{ETC}	Ειδικό κόστος των ηλιακών συλλεκτών κενού, €/m ²
$K_{O\&M}$	Κόστος συντήρησης και λειτουργίας, %
K_{mc}	Ειδικό κόστος ψύκτη μηχανικής συμπίεσης, €/kW
K_{ref}	Κόστος ψύξης, €/kWh
K_{tank}	Ειδικό κόστος δεξαμενής αποθήκευσης, €/m ³
K_T	Συντελεστής αιθριότητας, -

Ονοματολογία

l	Μήκος, m
m	Παροχή μάζας, kg/s
m_a	Ειδική παροχή μάζας επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών, kg/sm ²
M	Διάρκεια ζωής της επένδυσης, έτη
M_{sav}	Μηνιαία εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας, kW
N	Αριθμός ζωνών ανάμειξης της δεξαμενής αποθήκευσης, -
N_D	Διάρκεια ημέρας, h
P_{el}	Κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, kW
Q	Ροή θερμότητας, kW
r	Επιτόκια αναγωγής, %
S	Απορροφούμενη ηλιακή ακτινοβολία, W/m ²
SAV	Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας, %
t	Χρόνος, s
t_h	Χρόνος, ώρες
T	Θερμοκρασία, °C
T_{fm}	Μέση θερμοκρασία νερού, °C
T_r	Θερμοκρασία απορροφητήρα, °C
T_{sun}	Θερμοκρασία Ηλίου, K
UA	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, kW/K
U_b	Συντελεστής απωλειών πυθμένος, kW/ m ² K
U_e	Συντελεστής πλευρικών απωλειών, kW/ m ² K
U_L	Ολικός συντελεστής θερμικών απωλειών, kW/ m ² K
U_t	Συντελεστής απωλειών κορυφής, kW/ m ² K
U_T	Συντελεστής απωλειών θερμότητας στη δεξαμενή αποθήκευσης, kW/m ² K
V	Όγκος δεξαμενής αποθήκευσης, m ³
X	Περιεκτικότητα του διαλύματος σε LiBr, %
Y_{ref}	Ετήσια παραγωγή ψύξης, kWh
Y_{el}	Ετήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, kWh
Y_{sav}	Ετήσια εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας, kWh
Z	Ημερήσια ροή εξέργειας, kWh

Ελληνικά σύμβολα

α	Ηλιακό ύψος, $^{\circ}$
β	Κλίση των συλλεκτών, $^{\circ}$
γ	Αζιμούθιο επιφάνειας, $^{\circ}$
γ_s	Ηλιακό αζιμούθιο, $^{\circ}$
δ	Ηλιακή απόκλιση, $^{\circ}$
Δt	Χρονικό βήμα, s
η_{hex}	Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη θερμότητας,-
η_{is}	Ισοεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή,-
η_m	Βαθμός απόδοσης κινητήρα,-
η_{th}	Στιγμιαίος θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη,-
ρ	Πυκνότητα, kg/m^3
$(\tau\alpha)_e$	Προσαυξημένο γινόμενο διαπερατότητας απορροφητικότητας
ϕ_0	Γεωγραφικό πλάτος, $^{\circ}$
Ψ	Παράγοντας εξέργειας της ηλιακής ενέργειας
ω	Ωριαία γωνία, $^{\circ}$

Δείκτες και εκθέτες

a	Απορροφητής του ψύκτη απορρόφησης
abs	Ψύκτης απορρόφησης
am	Περιβάλλον
b	Άμεση ακτινοβολία
c	Συμπυκνωτής του ψύκτη απορρόφησης
c,m	Συμπυκνωτής του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης
ch	Ψύκτης
col	Ηλιακοί συλλέκτες
d	Διάχυτη ακτινοβολία
e	Ατμοποιητής του ψύκτη απορρόφησης
e,m	Ατμοποιητής του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης
eq	Ισοδύναμος συμβατικός ψύκτης
ex	Εξέργεια
h	Ζεστό
in	Είσοδος
is	Ισοεντροπικός

Ονοματολογία

g	Αναγεννητής
loss	Απώλειες θερμότητας
m	Μέσο
mc	Μηχανικής συμπίεσης
max	Μέγιστο
net	Καθαρό κέρδος
opt	Βέλτιστο
out	Έξοδος
r	Ψυκτικό μέσο στο ψύκτη απορρόφησης
ref	Ψυκτικό μέσο στο ψύκτη μηχανικής συμπίεσης
sav	Εξοικονόμηση
solar	Ηλιακή
st	Δεξαμενή αποθήκευσης
str	Ισχυρό διάλυμα
sys	Σύστημα
s,1	1 ^η ζώνη ανάμειξης της δεξαμενής αποθήκευσης
s,i	i ^η ζώνη ανάμειξης της δεξαμενής αποθήκευσης
s,N	N ^η ζώνη ανάμειξης της δεξαμενής αποθήκευσης
u	Χρήσιμο
w	Ασθενές διάλυμα

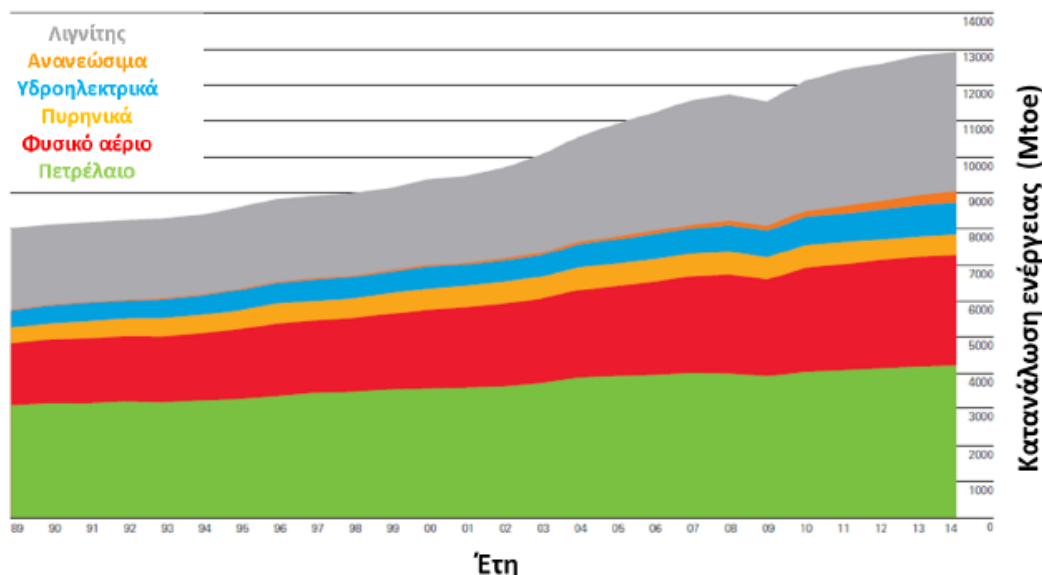
Συντομογραφίες

COP	Συντελεστής συμπεριφοράς
COP _c	Συντελεστής συμπεριφοράς κύκλου Carnot
EES	Engineering Equation Solver
ETC	Ηλιακοί συλλέκτες κενού
IRR	Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης
NPV	Καθαρή παρούσα αξία
PP	Περίοδος αποπληρωμής
SCOP	Ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς
SPP	Απλή περίοδος αποπληρωμής

Εισαγωγή

1.1 Η ενεργειακή κατάσταση σήμερα

Η ενέργεια αποτελεί την πλέον βασική ανάγκη κάθε ανθρώπου. Η κατανάλωση ηλεκτρισμού, θερμότητας αλλά και ψύξης είναι οι βασικές μορφές ενέργειας που χρειάζεται ο σύγχρονος άνθρωπος στην καθημερινότητά του. Η τεχνολογική εξέλιξη και η οικονομική ανάπτυξη κάθε χώρας εξαρτάται από την ποσότητα της διαθέσιμης ενέργειας αναδεικνύοντας την σε ένα σημαντικό δείκτη του βιοτικού επιπέδου της ζωής σε αυτή. Συγχρόνως η ραγδαία αύξηση του πληθυσμού έχει προκαλέσει μια αύξηση της ζήτησης για ενέργεια κατά τη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών. Σύμφωνα με μελέτες εκτιμάται ότι η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας θα αυξηθεί κατά 45% από το 2006 έως το 2030 [1.1]. Το επόμενο διάγραμμα παρουσιάζει την αύξηση της παγκόσμιας ενεργειακής κατανάλωσης τα τελευταία 25 χρόνια καθώς και τις μορφές της ενέργειας που παρέχουν την αντίστοιχη καταναλισκόμενη ενέργεια.

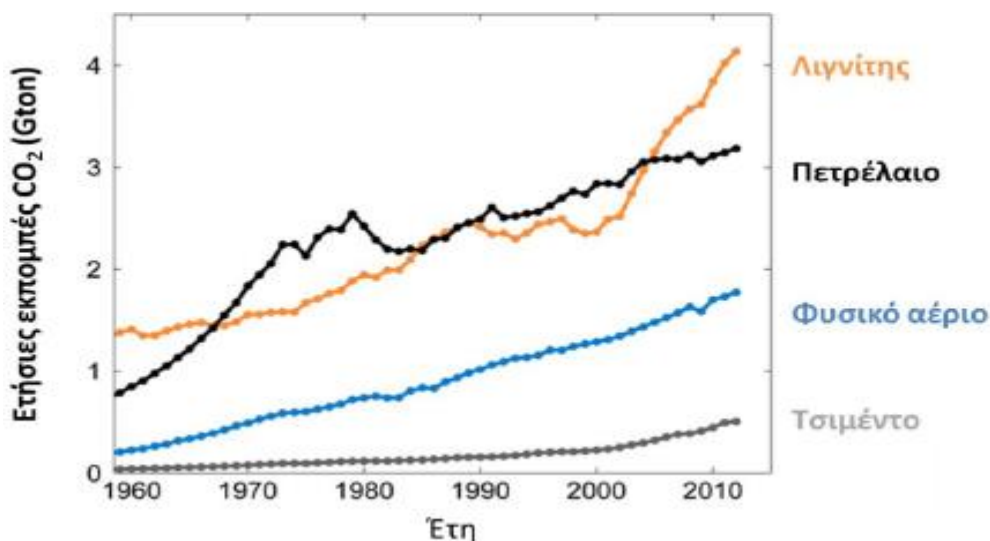


Εικόνα 1.1: Παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση την τελευταία 25ετία [1.2]

Είναι εμφανές ότι πλέον υπάρχει μια στροφή προς τη χρήση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ηλιακή γεωθερμική, υδροηλεκτρική, κλπ) καθώς και στη χρήση του φυσικού αερίου το οποίο θεωρείται πιο καθαρό καύσιμο σε σχέση με τα συμβατικά (λιγνίτης, πετρέλαιο). Η αυξητική αυτή τάση προς τις εναλλακτικές πηγές ενέργειας οφείλεται στα περιβαλλοντικά προβλήματα λόγω της εκπομπής ρύπων (NO_x , SO_2 , CO , CO_2) τα οποία συμβάλλουν στην όξυνση της όξινης βροχής, της τρύπας του όζοντος και του φαινόμενου του θερμοκηπίου [1.3]. Συνεπώς όλα τα παραπάνω οδηγούν σε μία

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

γενικότερη κλιματική αλλαγή η οποία επιδρά αρνητικά στην καθημερινότητα και στην υγεία του μέσου ανθρώπου χρήζοντας επιτακτική την ανάγκη αντικατάστασης μέρους την ενέργειας που λαμβάνεται από ορυκτά καύσιμα με άλλες μη ρυπογόνους μεθόδους. Για να γίνει πιο εμφανές το πρόβλημα με τις εκπομπές στην ατμόσφαιρα ρυπογόνων ουσιών παρατίθεται το κάτωθι διάγραμμα που απεικονίζει τις ετήσιες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα ανάλογα με την πηγή εκπομπής του.

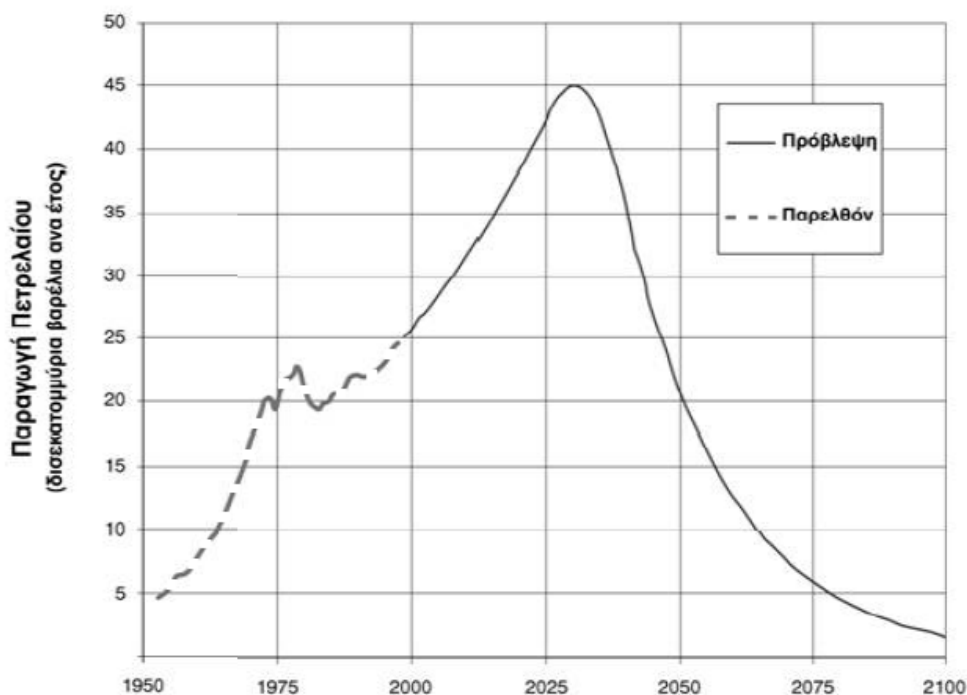


Εικόνα 1.2:Ετήσιες εκπομπές CO₂ [1.4]

Είναι φανερό πως σημειώνεται αύξηση των εκπομπών με την πάροδο του χρόνου γεγονός το οποίο η παγκόσμια κοινότητα καλείται να αντιμετωπίσει. Για τον περιορισμό αυτού του προβλήματος ανά τακτά χρονικά διαστήματα συντάσσονται διεθνείς συμβάσεις που καθορίζουν τα ετήσια εθνικά όρια εκπομπής διοξειδίου του θείου (SO₂), οξειδίων του αζώτου (NO_x) και πτητικών οργανικών ενώσεων (VOC) εκτός μεθανίου (CH₄) και αμμωνίας (NH₃). Έτσι η τελευταία οδηγία 2001/81/EK του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου που συντάχτηκε και έθετε τα ανώτατα όρια για τις συνολικές ετήσιες εκπομπές των κρατών μελών από το 2010 και έπειτα είχε ως αποτέλεσμα τη μείωση μεταξύ των ετών 1990-2010 των εκπομπών SO₂ κατά 82% , των εκπομπών NO_x κατά 47% των εκπομπών VOC εκτός από το μεθάνιο κατά 56% και των εκπομπών NH₃ κατά 28% [1.5]. Παράλληλα η Ευρωπαϊκή Ένωση μέσω της οδηγίας της 2009/28/ET [1.6] έχει μεριμνήσει για τη μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα ενώ ταυτοχρόνως υποχρεώνει όλα τα κράτη μέλη της Ε.Ε μέχρι το 2020 να έχουν μειώσει κατά 20% την κατανάλωση ενέργειας και να έχουν αυξήσει την συνεισφορά των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στο 20% επί του συνόλου της καταναλισκόμενης ενέργειας [1.7-1.8].

1.2 Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας

Για την επίτευξη των παραπάνω οριοθετημένων στόχων σε συνδυασμό με τη μείωση των αποθεμάτων του πετρελαίου η ερευνητική και πολιτική κοινότητα άρχισε να στρέφεται στην αξιοποίηση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Σύμφωνα με τον Διεθνή Οργανισμό Ενέργειας εκτιμάται ότι η κατανάλωση πετρελαίου θα αυξάνεται κατά μέσο όρο 1.6% το χρόνο γεγονός που θα οδηγήσει στην εξάντληση των αποθεμάτων πετρελαίου σε περίπου 60 χρόνια [1.9].



Εικόνα 1.3: Παραγωγή πετρελαίου [1.9]

Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας όπως ο ήλιος, ο άνεμος, η βιομάζα, η γεωθερμία κλπ συμβάλλουν καθοριστικά στην μείωση των εκπομπών ρύπων, είναι ανεξάντλητοι διαθέσιμοι πόροι και έχουν την δυνατότητα να μετατρέπονται σε ηλεκτρική ή θερμική ενέργεια.

Πιο συγκεκριμένα για την Ελλάδα σύμφωνα με το ενεργειακό ισοζύγιο της χώρας η συμμετοχή της Βιομηχανίας στη συνολική κατανάλωση τελικής ενέργειας ανέρχεται περίπου στο 23% ενώ το προφίλ της παραγόμενης ενέργειας είναι από ηλεκτρισμό σε ποσοστό 26.8% από συμβατικά καύσιμα σε ποσοστό 67.8% και από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας σε ποσοστό 5.4% [1.10].

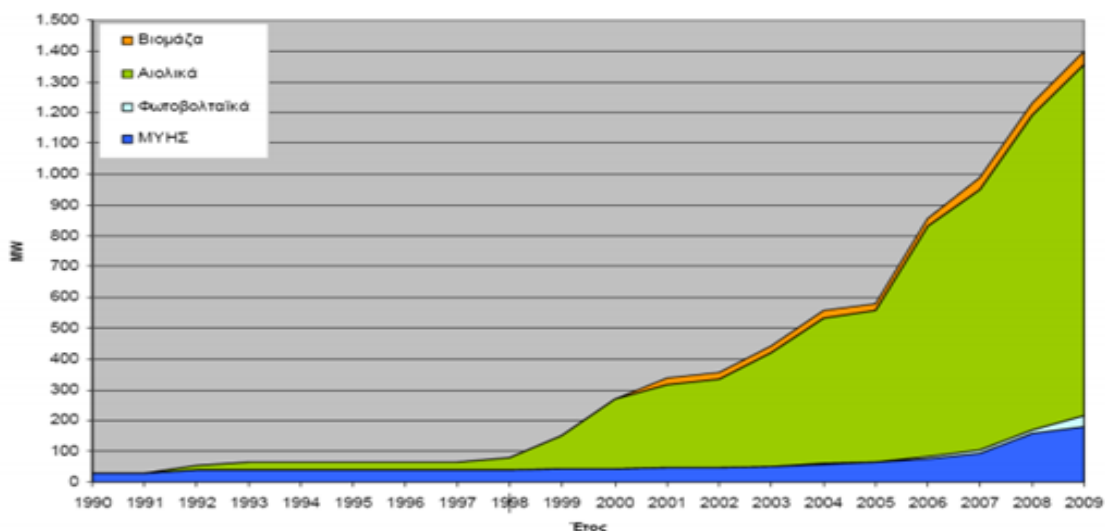
1.3 Ηλιακή ενέργεια

Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί την πηγή όλων των Α.Π.Ε και μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε για ηλεκτροπαραγωγή είτε για κάλυψη θερμικών αναγκών κάτι που την καθιστά μία ευέλικτη πηγή θερμότητας. Παράλληλα χρησιμοποιείται σε εφαρμογές για θέρμανση χώρου ή νερού σε κτίρια με χρήση ενεργητικών ή παθητικών συστημάτων καθώς και για

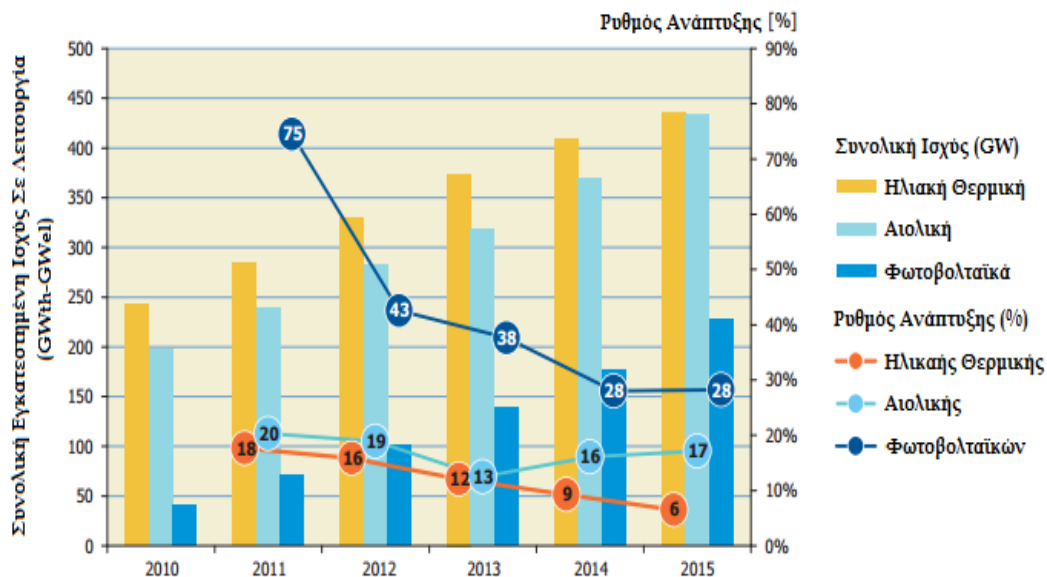
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από φωτοβολταϊκά κατά κύριο λόγο και κατά δευτερεύοντα από σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με συγκεντρωτικούς συλλέκτες.

Παρακάτω παρατίθενται δύο διαγράμματα ,στο πρώτο απεικονίζεται η συνολική εγκατεστημένη ισχύς για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με τη χρήση των Α.Π.Ε. για την Ελλάδα και στο δεύτερο η ανάπτυξη της παγκόσμιας εγκατεστημένης ηλιακής θερμικής ισχύος, αιολικής ισχύος και ισχύος που πηγάζει από φωτοβολταϊκά κατά την πενταετία 2010-2015 καθώς και ο ρυθμός ανάπτυξης αυτών [1.11].



Εικόνα 1.4:Αθροιστικά εγκατεστημένη ισχύς σταθμών ηλεκτροπαραγωγής με χρήση Α.Π.Ε για την Ελλάδα [1.10]



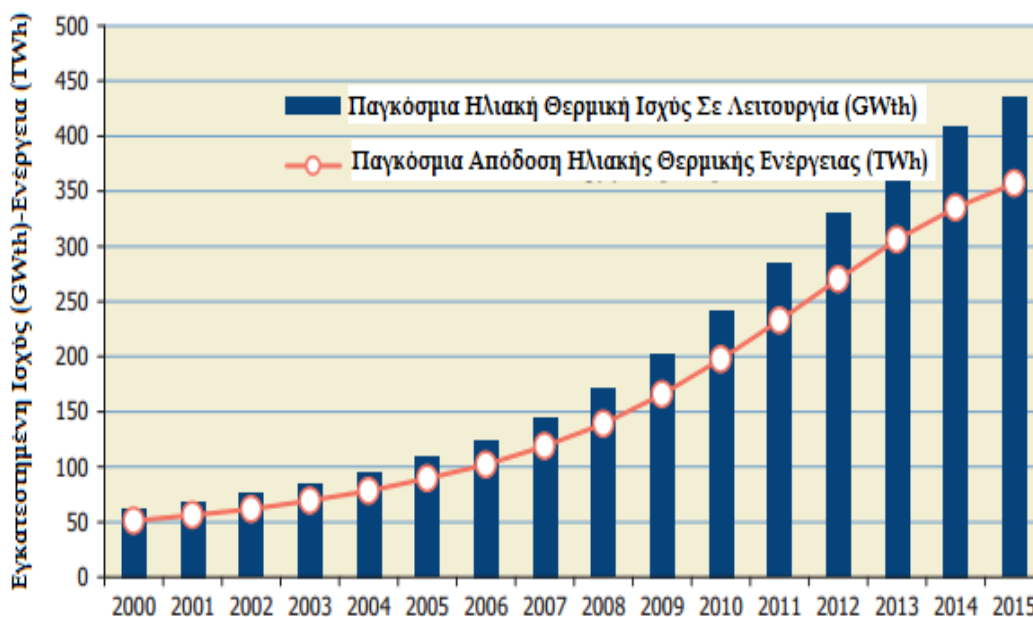
Εικόνα 1.5:Παγόςμια εγκατεστημένη ηλιακή θερμική ισχύς, αιολική ισχύς και ισχύς φωτοβολταϊκών - ρυθμός ανάπτυξης αυτών κατά το διάστημα 2010-2015 [1.11]

1.4 Ηλιακοί συλλέκτες

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

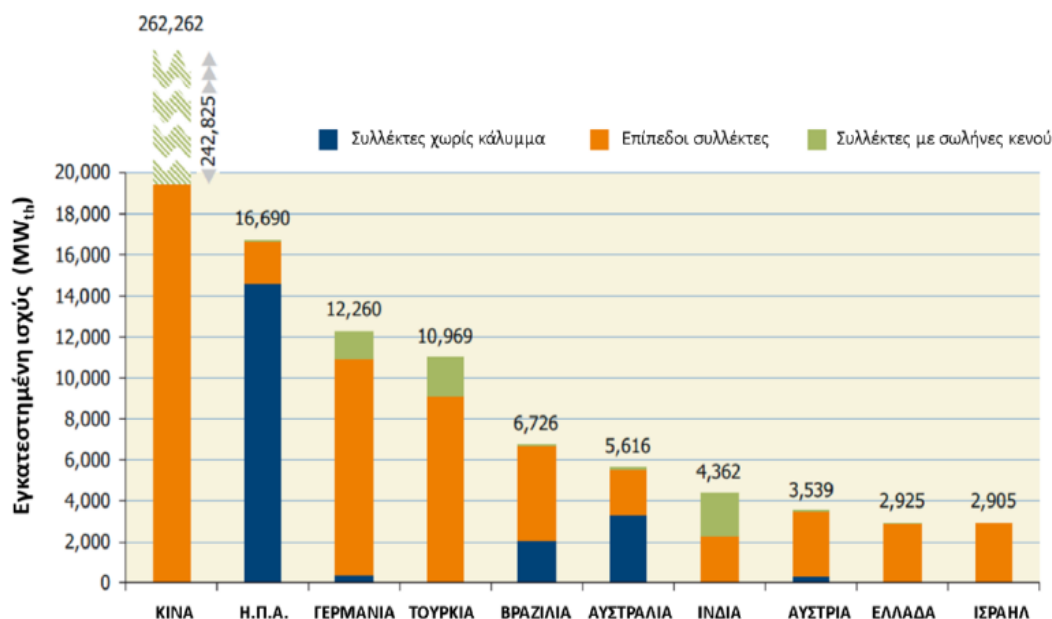
Η χρήση θερμικών ηλιακών συγκεντρωτικών συλλεκτών είναι μία ραγδαία αναπτυσσόμενη τεχνολογία παγκοσμίως κάτι το οποίο διαπιστώνεται από τα κάτωθι διαγράμματα. Η Ελλάδα ανήκει στις χώρες με τα υψηλότερα ηλιακά δυναμικά στην Ευρώπη μαζί με την Γερμανία ενώ τα τέλη του 2014 , 410.2 GW_{th} ήταν παγκόσμια εγκατεστημένα [1.11].

Στα κάτωθι διαγράμματα παρουσιάζονται η παγκόσμια ηλιακή θερμική ισχύς σε λειτουργία σε σύγκριση με τις ετήσιες ενεργειακές αποδόσεις κατά την δεκαετία 2000-2015 και οι 10 πρώτες χώρες στον κόσμο στη χρήση ηλιακών θερμικών συστημάτων.



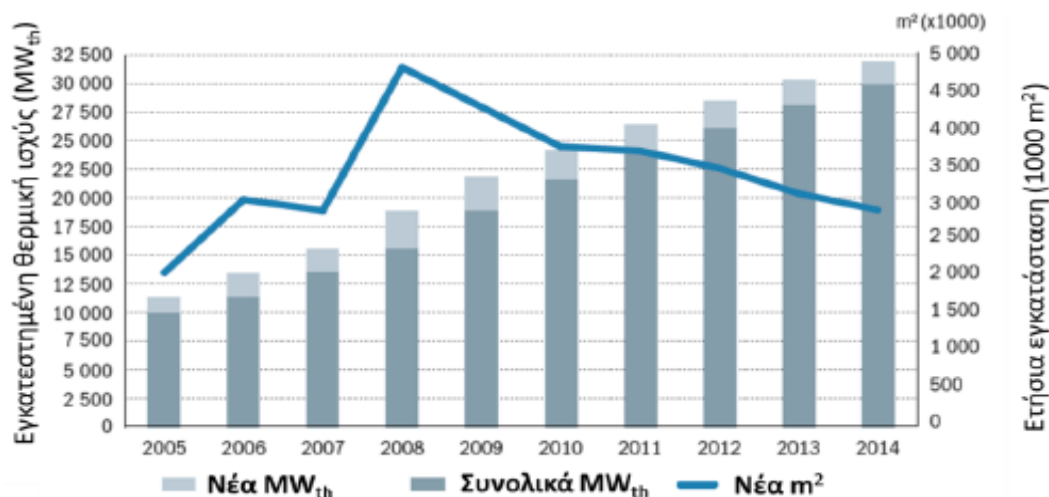
Εικόνα 1.6: Παγκόσμια ηλιακή θερμική ισχύς σε λειτουργία και ετήσιες ενεργειακές αποδόσεις 2000-2015 [1.11]

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή



Εικόνα 1.7: Οι 10 πρώτες χώρες στη χρήση ηλιακών θερμικών συστημάτων[1.11]

Το παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζει τη συνολικά εγκατεστημένη συλλεκτική επιφάνεια στην Ευρώπη καθώς και την ετήσια αύξηση αυτής κατά το χρονικό διάστημα 2005-2014. Η ετήσια αυτή αύξηση μεγιστοποιήθηκε κατά τη περίοδο του 2008 όπου η παγκόσμια οικονομία βρισκόταν σε ανοδική τροχιά.

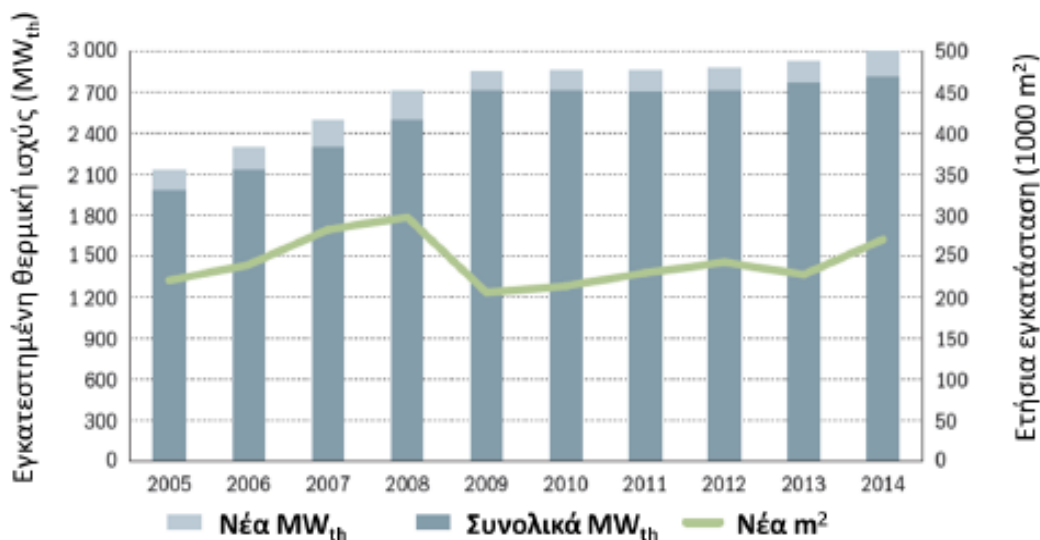


Εικόνα 1.8: Συνολική εγκατεστημένη θερμική ισχύς στην Ευρώπη και Ετήσια μεταβολή[1.12]

Στη συνέχεια ακολουθεί το αντίστοιχο διάγραμμα της περιόδου 2005-2014 για την Ελλάδα όπου απεικονίζονται όμοια αποτελέσματα.. Αξίζει να σημειωθεί ότι τη χρόνια του 2014 παρά τις δύσκολες οικονομικές συγκυρίες και την επίδραση της οικονομικής κρίσης και των συνθηκών λιτότητας στην ελληνική οικονομία παρατηρήθηκε αύξηση της συνολικής ηλιακής θερμικής ισχύος κατά 18.9% ξεπερνώντας συνολικά τα 3 GW_{th} εγκατεστημένης ηλιακής θερμικής ισχύος επιφέροντας αύξηση 2.6% σε σχέση με την

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

προηγούμενη χρονιά. Οι μελέτες για τα επόμενα χρόνια είναι πολύ ενθαρρυντικές και υποδεικνύουν παρόμοια αύξηση στη συνολική εγκατεστημένη θερμική ισχύ [1.12].



Εικόνα 1.9:Συνολική εγκατεστημένη θερμική ισχύς στην Ελλάδα και ετήσια μεταβολή[1.12]

1.5 Είδη ηλιακών συλλεκτών

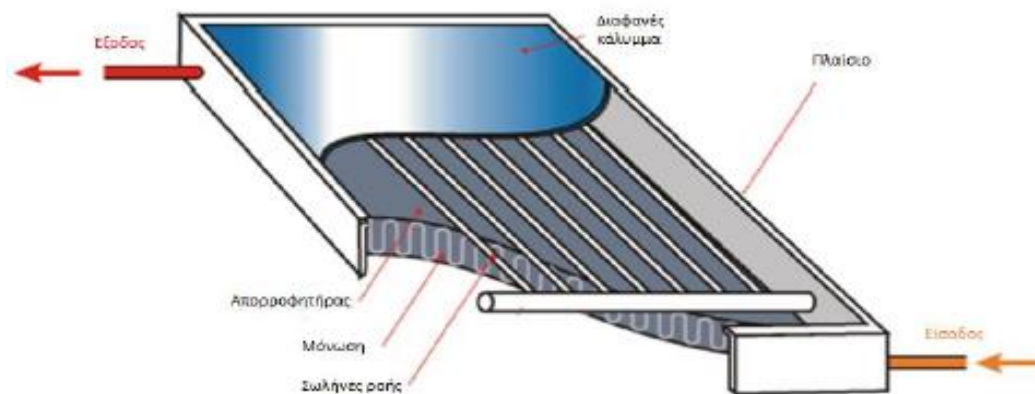
Υπάρχουν διάφοροι τύποι ηλιακών συλλεκτών:

- Επίπεδος Συλλέκτης
- Συλλέκτης Κενού
- Συγκεντρωτικός Συλλέκτης

Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης:

Ο επίπεδος ηλιακός συλλέκτης αποτελεί την πλέον διαδεδομένη μορφή συλλέκτη για ηλιακά συστήματα θέρμανσης νερού. Χρησιμοποιείται κυρίως για μικρές και μέσες θερμοκρασίες, μέχρι 100 °C πάνω από η θερμοκρασία περιβάλλοντος [1.13]. Εκμεταλλεύεται και την άμεση και την διάχυτη ακτινοβολία. Τα κύρια μέρη ενός επίπεδου συλλέκτη είναι:

- Ο απορροφητήρας
- Το διαφανές κάλυμμα
- Η μόνωση
- Το πλαίσιο που περιβάλλει το συλλέκτη και το οποίο πρέπει να είναι στεγανό και αντιδιαβρωτικό [1.14]



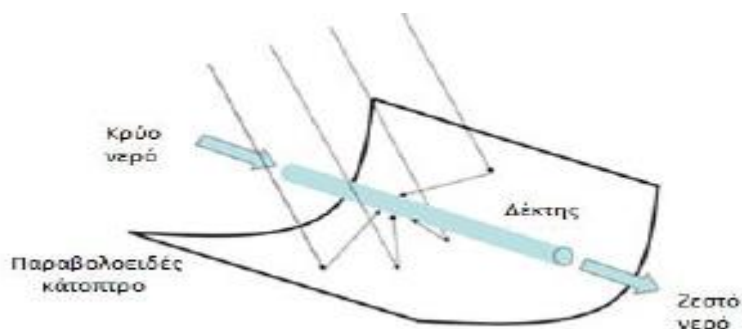
Εικόνα 1.10: Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης [1.15]

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

Συγκεντρωτικοί συλλέκτες :

Για την επίτευξη υψηλότερων θερμοκρασιών από αυτές που μπορούν να προσφέρουν οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες γίνεται χρήση των συγκεντρωτικών συλλεκτών. Η συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια απορρόφησης επιτυγχάνεται με τη χρήση ενός κατόπτρου. Τα κύρια μέρη ενός συγκεντρωτικού συλλέκτη είναι:

- Το κάτοπτρο (συγκεντρωτής)
- Ο δέκτης (περιλαμβάνει τον απορροφητήρα με το σύστημα μετατροπής της ακτινοβολίας σε άλλη μορφή ενέργειας)
- Το κάλυμμα
- Η μόνωση

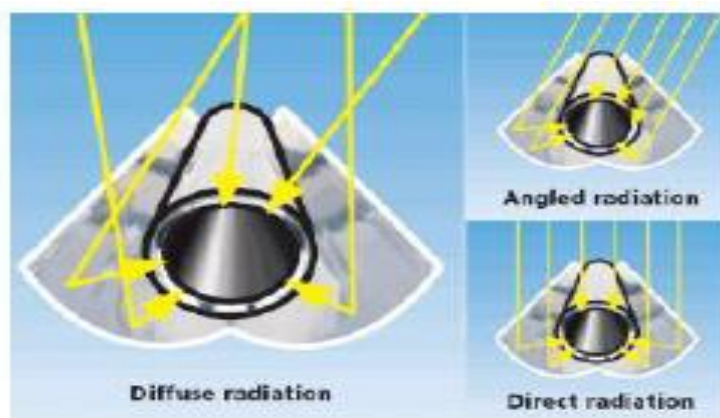


Εικόνα 1.11: Παραβολικό κάτοπτρο

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

Βασικό χαρακτηριστικό των συγκεντρωτικών συλλεκτών είναι ο λόγος συγκέντρωσης που 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 συγκέντρωσης κυμαίνεται από 1.5 έως 10000 [1.13]. Όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος συγκέντρωσης τόσο μεγαλύτερη είναι και η αναπτυσσόμενη θερμοκρασία του ρευστού. Στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες αξιοποιείται μόνο η άμεση ακτινοβολία.

Μια ειδική κατηγορία των συγκεντρωτικών συλλεκτών αποτελούν οι σύνθετοι παραβολικοί συγκεντρωτές CPC οι οποίοι ανήκουν στην κατηγορία των συγκεντρωτών χωρίς είδωλο. Αυτό που τους διακρίνει είναι οι μικροί λόγοι συγκέντρωσης καθώς και η ικανότητα τους να αξιοποιούν τόσο την άμεση όσο και την διάχυτη ακτινοβολία. Η αξιοποίηση αυτή επιτυγχάνεται υπό ευρεία περιοχή γωνιών πρόσπτωσης. Τέλος Ο CPC μπορεί να έχει δέκτη μη επίπεδο όπως φαίνεται στην κάτωθι εικόνα. Συνήθως χρησιμοποιείται ως αποκομμένος με σωληνοειδή δέκτη κενού και μάλιστα σε συστοιχία παράλληλων όμοιων CPC η οποία φέρει επίπεδο υάλινο κάλυμμα.



Εικόνα 1.12: CPC με κυλινδρικό δέκτη [1.16]

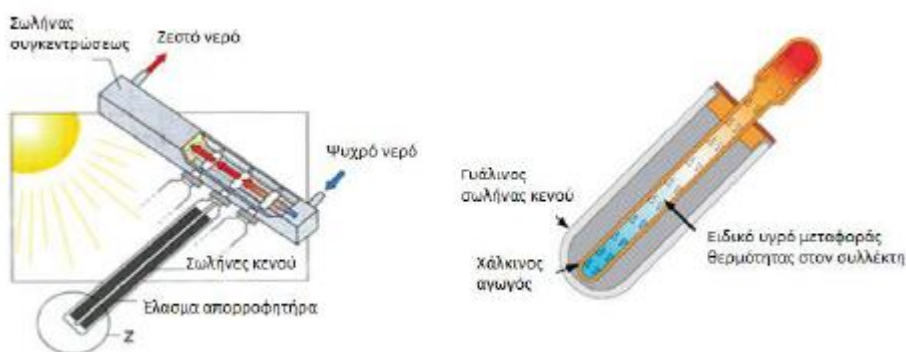
Ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού:

Μια νέα ταχέως αναπτυσσόμενη και αξιόπιστη τεχνολογία είναι οι ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού σε παράλληλη διάταξη. Οι σωλήνες κενού αποτελούνται από δύο υαλοσωλήνες που βρίσκονται ο ένας μέσα στον άλλον. Μεταξύ του εξωτερικού και του εσωτερικού υαλοσωλήνα υπάρχει κενό αέρος. Το κενό αέρος έχει άριστες θερμομονωτικές ιδιότητες. Το γυαλί που χρησιμοποιείται είναι ιδιαίτερης σκληρότητας με μεγάλες αντοχές (συνήθως βιοπυριτικό pyrex) [1.17]. Στον εσωτερικό υαλοσωλήνα υπάρχουν ειδικές επιστρώσεις που με πολύ αποτελεσματικό τρόπο μετατρέπουν την ηλιακή ενέργεια σε θερμότητα με ελάχιστες απώλειες από επανεκπομπή και αντανάκλαση. Η απορροφητικότητα των ακτινών ηλίου είναι περίπου στο 96% αφού ένα πολύ μικρό ποσοστό αντανακλάται περίπου ίσο με 4% [1.17]. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται ο εγκλωβισμός της θερμότητας στο εσωτερικό του υαλοσωλήνα χωρίς ουσιαστικές απώλειες θερμότητας πίσω στο περιβάλλον εξ ου και οι ηλιακοί σωλήνες κενού λειτουργούν αποτελεσματικά ακόμα και τις μέρες με συννεφιά.



Εικόνα 1.13: CPC με κυλινδρικό δέκτη [1.17]

Στον εσωτερικό υαλοσωλήνα υπάρχουν φύλλα αλουμινίου τα οποία λόγω εξαιρετικής θερμικής επαγωγής επάγουν την θερμοκρασία από την περιφέρεια του υαλοσωλήνα στον θερμαντικό αυλό (χαλκοσωλήνα) που βρίσκεται στο κέντρο του. Μέσα στον χαλκοσωλήνα υπάρχει ένα μη τοξικό υγρό όπου είναι και αυτό υπό πίεση κενού αέρος. Λόγω του κενού αέρος το υγρό αυτό έχει σημείο βρασμού μικρότερο των 25°C . Όταν το υγρό ατμοποιηθεί ανεβαίνει προς τα πάνω όπου ο χαλκός καταλήγει σε ένα χάλκινο συμπυκνωτή. Εκεί μέσω του εναλλάκτη θερμότητας η θερμότητα μεταφέρεται στο σωλήνα συγκεντρώσεως που μέσα του ρέει το ψυχρό νερό. Αφού αποδώσει την ενέργεια του ψύχεται, υγροποιείται και επιστρέφει στο κάτω μέρος του χαλκοσωλήνα. Με τον τρόπο αυτό και εφόσον ο συλλέκτης θερμαίνεται από τον ήλιο γίνεται συνεχώς μεταφορά θερμότητας. Έτσι μεταφέρεται η ενέργεια μέσα στο νερό χωρίς θερμικές απώλειες στο περιβάλλον. Το υγρό μετάδοσης θερμότητας δεν χρειάζεται συμπλήρωμα ούτε αντικατάσταση ποτέ. Το υγρό αυτό είναι Αμερικάνικη καινοτομία [1.17]. Στα παρακάτω εικόνες παρουσιάζεται συνοπτικά η λειτουργία του σωλήνα κενού.



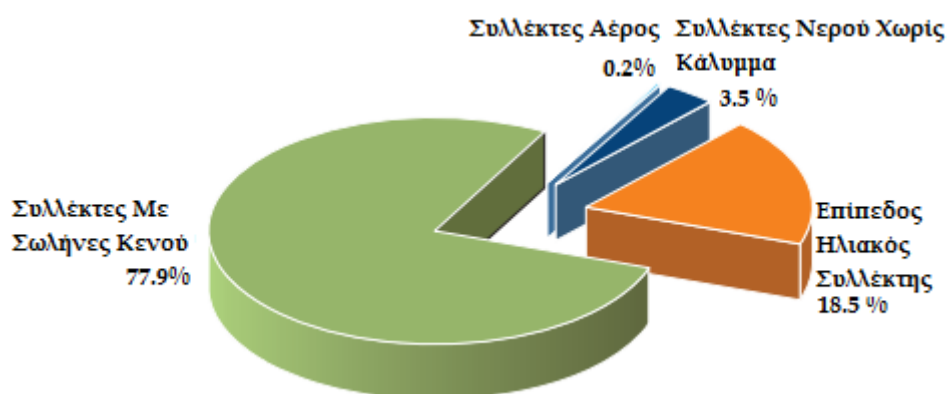
Εικόνα 1.14: Λειτουργία σωλήνων κενού [1.17]

Οι συλλέκτες με σωλήνες κενού έχουν μεγαλύτερη απόδοση από τους επίπεδους συλλέκτες επειδή εκμεταλλεύονται τόσο την άμεση όσο και την διάχυτη ακτινοβολία. Η ικανότητα αυτή σε συνδυασμό με την ελαχιστοποίηση των θερμικών απωλειών λόγω του κενού αέρος τους καθιστά κατάλληλους για κρύα κλίματα και περιοχές με μικρή ηλιοφάνεια το χειμώνα. Επιπλέον δεν χρειάζονται ετήσια συντήρηση όπως οι συμβατικοί συλλέκτες γιατί δεν έχουν υγρά που θέλουν αντικατάσταση ή συμπλήρωση,

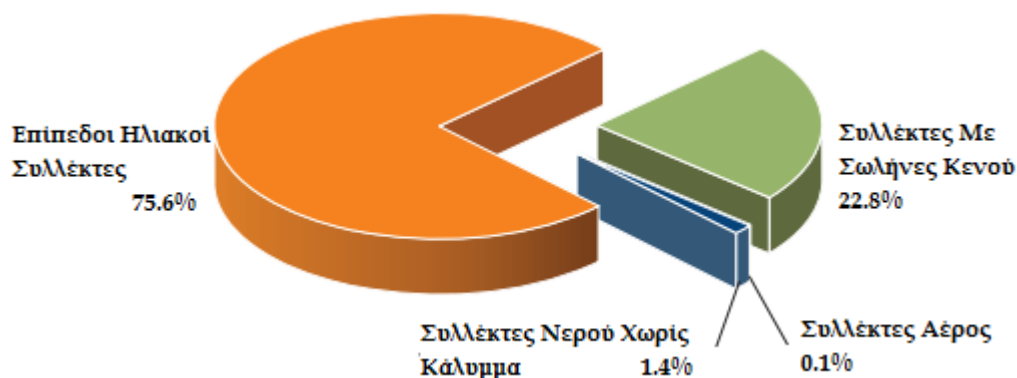
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

έχουν μεγάλες αντοχές σε χαμηλές θερμοκρασίες έως μείον 40°C, μηδαμινή αντίσταση στον αέρα λόγω της κυκλικής αεροδυναμικής μορφής τους και μικρό βάρος και όγκο. Το γεγονός όμως ότι οι συλλέκτες κενού επιτυγχάνουν αρκετά μεγαλύτερες θερμοκρασίες και επιδόσεις σε σχέση με τους επίπεδους συλλέκτες τους καθιστά αρκετά ακριβότερους [1.17].

Στα κάτωθι διαγράμματα που ακολουθούν απεικονίζεται η κατανομή των διάφορων ειδών ηλιακών θερμικών συλλεκτών ανά τον κόσμο και ανά την Ευρώπη.

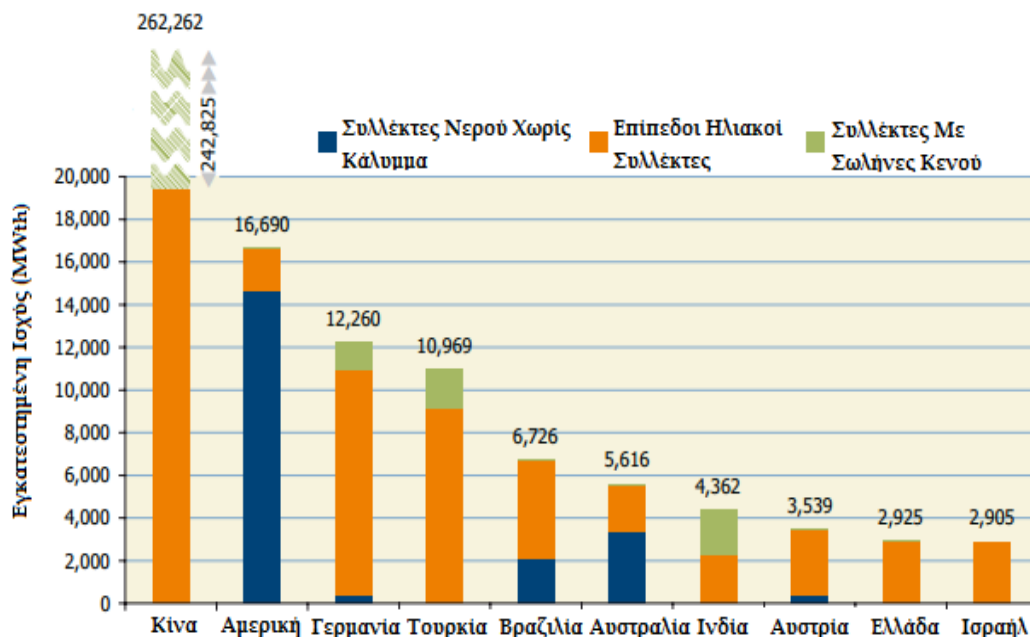


Εικόνα 1.15:Κατανομή ηλιακών θερμικών συλλεκτών ανά τον κόσμο [1.12]



Εικόνα 1.16:Κατανομή ηλιακών θερμικών συλλεκτών ανά την Ευρώπη [1.12]

Η εμφανής αυτή διαφορά που παρατηρείται στα παραπάνω διαγράμματα οφείλεται στο γεγονός ότι η Κίνα που αποτελεί την μεγαλύτερη πληθυσμιακά χώρα στον κόσμο και την χώρα με την μεγαλύτερη συνολική εγκατεστημένη θερμική ισχύ σε συλλέκτες επικεντρώνεται περισσότερο στη χρήση συλλεκτών με σωλήνες κενού. Όσον αφορά την Ελλάδα χρησιμοποιούνται κατά κόρον επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες ενώ τα τελευταία χρόνια έχει ξεκινήσει η χρήση και η εγκατάσταση συλλεκτών με σωλήνες κενού. Παρακάτω παρατίθεται το διάγραμμα στο οποίο απεικονίζονται οι 10 πρώτες χώρες στη χρήση ηλιακών συλλεκτών καθώς και τα επιμέρους ποσοστά των διάφορων τύπων συλλεκτών σε αυτές [1.12].



Εικόνα 1.17: Οι πρώτες 10 Χώρες στη χρήση ηλιακών θερμικών συλλεκτών και τα ποσοστά των διάφορων συλλεκτών σε αυτές [1.12]

Βιβλιογραφία 1^ο Κεφαλαίου

- [1.1] Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici, General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems
- [1.2] Ε.Μπέλλος, Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτήρια, Διδακτορική Διατριβή, Αθήνα Οκτώβριος 2016
- [1.3] BP Statistical Review of World Energy, June 2015
- [1.4] <http://cdiac.ornl.gov/GCP/carbonbudget/2013/>
- [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] N. Lior, Sustainable energy development: The present (2009) situation and possible paths to the future, Energy 2010;35:3976-3994.
- [1.8] A.N. Menegaki, Growth and renewable energy in Europe: A random effect model with evidence for neutrality hypothesis, Energy Econ. 2011;33:257–263.
- [1.9] Α. Ζερβός, Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, Αθήνα 2014
- [1.10] http://library.tee.gr/digital/kma/kma_m1532/kma_m1532_kouskouridis.pdf
- [1.11] <http://www.aee-intec.at/0upload>
- [1.12] <http://www.estif.org>
- [1.13] Κίμων Α. Αντωνόπουλος, Θερμικά ηλιακά συστήματα, Μέρος πρώτο, Αθήνα 2011

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

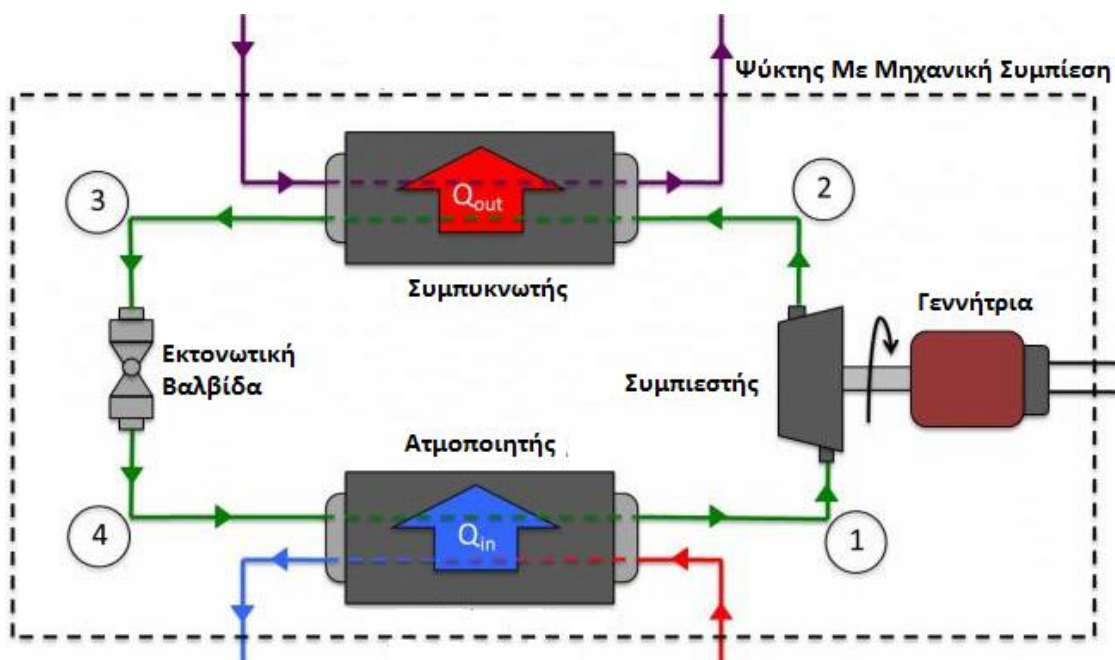
- [1.14] Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδας, Τεχνολογίες ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, Αθήνα, Ιούνιος 2011
- [1.15] <http://www.solarsense.co.za/>
- [1.16] <http://www.evergreenenergy.ie/cpc6.htm>
- [1.17] <http://www.green-solar.net/>

Ψύξη

2.1 Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού

Το πιο συνηθισμένο σύστημα που χρησιμοποιείται για παραγωγή ψύξης είναι το σύστημα με μηχανική συμπίεση ατμών. Στις συσκευές αυτές το δοχείο του ψυκτικού υγρού δεν επικοινωνεί με το περιβάλλον και επομένως το ψυκτικό μέσο δε χάνεται. Η λειτουργία αυτών των συσκευών είναι να συλλέγουν τους ατμούς του ψυκτικού μέσου και στη συνέχεια να τους συμπυκνώνουν σε υγρή φάση και να τους επαναφέρουν στο δοχείο εξάτμισης στην αρχική τους κατάσταση.

Τα εξαρτήματα του συγκεκριμένου συστήματος είναι ο ατμοποιητής, ο συμπιεστής, ο συμπυκνωτής και η εκτονωτική βαλβίδα. Για την ψύξη και την συμπύκνωση του ψυκτικού μέσου πρέπει να υπάρχει σώμα ή ρεύμα χαμηλότερης θερμοκρασίας που ερχόμενο σε επαφή με αυτό να τους ψύχει. Στην πλειονότητα των περιπτώσεων επιδιώκεται να χρησιμοποιείται ως ψυχρό μέσο το περιβάλλον συνεπώς θα πρέπει η θερμοκρασία συμπύκνωσης των ατμών να είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Στην κάτωθι εικόνα παρατίθεται ο θεωρητικός ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση ατμών[2.1].



Εικόνα 2.3: Θεωρητικός ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση ατμού [2.1]

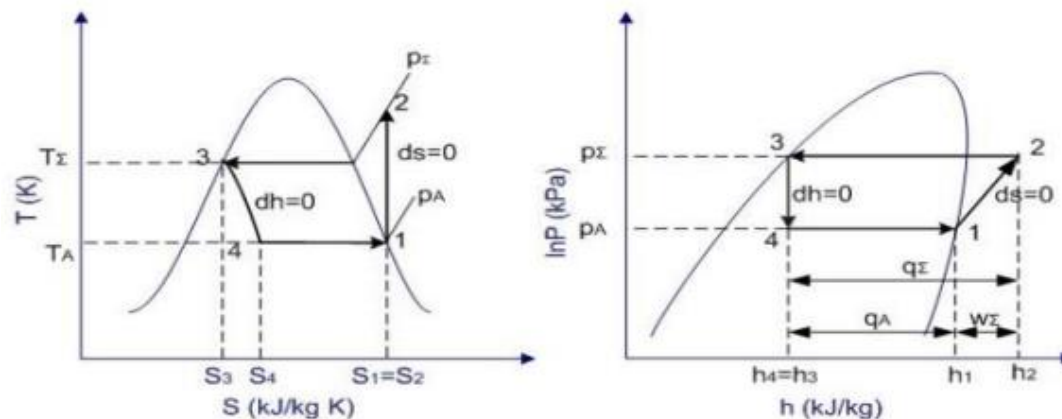
Το ψυκτικό υγρό κατάστασης 4 εισέρχεται στον ατμοποιητή, ο οποίος είναι μία συσκευή συναλλαγής θερμότητας, με στόχο την παραγωγή ψύξης. Το ψυκτικό υγρό θερμαίνεται σε χαμηλή θερμοκρασία προκαλώντας την απορρόφηση θερμοκρασίας από τον περιβάλλοντα χώρο. Στη συνέχεια το ψυκτικό μέσο καταστάσεως 1 οδηγείται στον συμπιεστή μέσω της γραμμής αναρρόφησης βρισκόμενος σε αυτή πάντα υπό μορφή κορεσμένου ατμού. Ο ρόλος του συμπιεστή είναι αφενός να διαχωρίζει την πλευρά χαμηλής πίεσης του συστήματος από την υψηλή αφετέρου να αφαιρεί τον ατμό από τον ατμοποιητή ώστε το ψυκτικό μέσο να διατηρεί χαμηλά το σημείο βρασμού του καθώς επίσης και να συμπιέζει το ψυκτικό ατμό χαμηλής θερμοκρασίας δημιουργώντας υπέρθερμο ατμό υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης. Με την έξοδο του ψυκτικού ατμού (υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας) από τον συμπιεστή, καταστάσεως 2, οδηγείται μέσω της γραμμής κατάθλιψης στον συμπυκνωτή. Ο συμπυκνωτής πρόκειται για μία επίσης συσκευή συναλλαγής θερμότητας παρόμοια με τον ατμοποιητή με την μόνη διαφορά ότι απορρίπτεται θερμότητα προς το περιβάλλον. Ως περιβάλλον συνήθως χρησιμοποιείται ο ατμοσφαιρικός αέρας. Ο ρόλος του συμπυκνωτή είναι η αλλαγή φάσης του υπέρθερμου ψυκτικού μέσου μετατρέποντάς το από ατμό σε υγρό (κορεσμένο ή υπόψυκτο) το οποίο οφείλεται στην υψηλή πίεσης η οποία αυξάνει το σημείο βρασμού του ψυκτικού μέσου και απομακρύνεται θερμότητα ώστε ο ψυκτικός ατμός να συμπυκνωθεί σε ατμό. Η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου κατά τη συμπύκνωση πρέπει να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος προς το οποίο απορρίπτεται η θερμότητα συμπυκνώσεως [2.1-2.2].

Το συμπυκνωμένο ψυκτικό υγρό υψηλής πίεσης και κατάστασης 3 περνάει μέσα από μία εκτονωτική διάταξη (βαλβίδα ή τριχοειδής σωλήνας) μειώνοντας την πίεση και την θερμοκρασία του και μετατρέπεται σε ένα μείγμα (κατάσταση 4) από υγρό και ατμό χαμηλής θερμοκρασίας. Η εκτόνωση αποτελεί το τελευταίο στάδιο του κύκλου με το ψυκτικό μέσο να επιστρέφει στην είσοδο του ατμοποιητή. Αξίζει να σημειωθεί ότι υπάρχει ένα όργανο για τον έλεγχο του ψυκτικού μέσου το οποίο λειτουργεί ως μετρητική διάταξη. Ελέγχει το ψυκτικό υγρό που εισέρχεται στον ατμοποιητή και εξασφαλίζει τον βρασμό όλου του υγρού πριν την έξοδο από τον ατμοποιητή. Εάν υγρό ψυκτικό μέσο εισέλθει στον συμπιεστή μπορεί να οδηγήσει σε πιθανή απώλεια του λαδιού του συμπιεστή προκαλώντας ακόμα και καταστροφή του στροφαλοφόρου άξονα των βαλβίδων και των εμβόλων [2.1].

Στα κάτωθι διαγράμματα παρουσιάζονται οι μεταβολές T-S και P-h του θεωρητικού ψυκτικού κύκλου με μηχανική συμπίεση ατμών. Η μεταβολή 1→2 είναι αδιαβατική συμπίεση. Ο χαμηλής πίεσης κορεσμένος ψυκτικός ατμός που εξέρχεται από τον ατμοποιητή εισέρχεται στον συμπιεστή και συμπιέζεται μειώνοντας τον ειδικό όγκο και αυξάνοντας την πίεση και την θερμοκρασία του. Η μεταβολή 2→3 αντιστοιχεί σε ισόθλιπτη απόρριψη θερμότητας προς το περιβάλλον όπου ο υψηλής πίεσης ψυκτικός ατμός εισέρχεται στον συμπυκνωτή και συμπυκνώνεται. Η μεταβολή 3→4 είναι ισενθαλπική εκτόνωση κατά την οποία το υψηλής πίεσης ψυκτικό υγρό διέρχεται από μία βαλβίδα εκτόνωσης μειώνοντας την πίεση και την θερμοκρασία του. Τέλος η μεταβολή 4→1 αντιστοιχεί σε ισόθλιπτη απορρόφηση θερμότητας κατά την οποία το

Κεφάλαιο 2: Ψύξη

ψυκτικό υγρό εισέρχεται στον ατμοποιητή βράζει και απορροφά θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο παρέχοντας έτσι το ψυκτικό αποτέλεσμα.



Εικόνα 2.4:Θερμοδυναμικές μεταβολές στα διαγράμματα T-S και P-h του ιδανικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμού [2.1-2.3]

Η ψύξη που παράγεται με την ατμοποίηση ανηγμένη στη μονάδα μάζας του ψυκτικού μέσου καλείται ψυκτική ικανότητα q_ψ και ισούται με τη διαφορά των ενθαλπιών των σημείων 1 και 4. Η διαφορά αυτή παριστά και την ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου ανηγμένη ψυκτική ισχύ Q_ψ [2.1]:

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

Το ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου απαιτούμενο θεωρητικό μηχανικό έργο W , 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). 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 δηλαδή [2.1]:

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

Για την ποιοτική σύγκριση των διάφορων ψυκτικών μηχανών ορίζεται ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς COP_{th} (Coefficient of Performance) που ισούται [2.1]:

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

Ευρύτερα χρησιμοποιείται και ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς 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]:

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

Στον συντελεστή περιλαμβάνονται και όλες οι πάσης φύσεως απώλειες του συμπιεστή της ψυκτικής εγκατάστασης.

Προκειμένου για ηλεκτροκίνητους ερμητικά κλειστούς συμπιεστές, συνήθως για τον ορισμό του συντελεστή συμπεριφοράς χρησιμοποιείται η ηλεκτρική ισχύς P_{el} , η οποία

Κεφάλαιο 2: Ψύξη

προσδίδεται στους ακροδέκτες του ηλεκτροκινητήρα κινήσεως του συμπιεστή. Ο ορισμός αυτός περιλαμβάνει και τις απώλειες του ηλεκτροκινητήρα. Ο συντελεστής αυτός καλείται ακροδεκτικός συντελεστής συμπεριφοράς COP_{el} και ισχύει προφανώς [2.2]:

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

2.2 Ψυκτικά μέσα

Η βελτιστοποίηση της λειτουργίας των ψυκτικών εγκαταστάσεων επιβάλλει τη χρησιμοποίηση σε κάθε περίπτωση ψυκτικών μέσων ειδικών ιδιοτήτων. Δεν υπάρχουν ιδανικά ψυκτικά μέσα που να πληρούν όλες τις απαιτήσεις ενώ συγχρόνως υπάρχει ένα ευρύ φάσμα επιλογής ψυκτικών μέσων. Τα ψυκτικά μέσα πρόκεινται για τις εργαζόμενες ουσίες σε μία ψυκτική εγκατάσταση και διακρίνονται σε πρωτεύοντα και δευτερεύοντα.

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

Τα δευτερεύοντα ψυκτικά μέσα είναι ψυκτικά διαλύματα που χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις έμμεσης ψύξης για την μεταφορά της ψυκτικής ισχύος από το χώρο όπου αυτή παράγεται στο χώρο των ψυκτών αέρα που βρίσκονται στους ψυκτικούς θαλάμους [2.1].

Ιδιότητες ψυκτικών μέσων:

Μία ουσία για να αποτελέσει το εργαζόμενο ψυκτικό μέσο μιας εγκατάστασης πρέπει να έχει ορισμένες ιδιότητες οι οποίες εξασφαλίζουν την αποδοτική και ασφαλή λειτουργία της. Οι κυριότερες αυτών είναι [2.1]:

- Τα ψυκτικά μέσα πρέπει να είναι περιβαλλοντικά ασφαλή, δηλαδή να μην προκαλούν καταστροφή του όζοντος της ατμόσφαιρας οξύνοντας το φαινόμενο του θερμοκηπίου.
- Τα ψυκτικά μέσα δεν πρέπει να είναι τοξικά και δηλητηριώδη ώστε να δημιουργείται κίνδυνος για την ασφάλεια των εργαζομένων.
- Για τους ίδιους λόγους ασφαλείας δεν πρέπει να είναι εύφλεκτα και εκρηκτικά.
- Τα ψυκτικά μέσα πρέπει να είναι άοσμα και άγευστα καθώς σε αντίθετη περίπτωση ελλοχεύει κίνδυνος αλλοίωσης των τροφίμων που συντηρούνται σε ψυκτικούς θαλάμους σε περίπτωση διαρροής.
- Τα ψυκτικά μέσα δεν πρέπει να αλληλεπιδρούν χημικά με τα υλικά κατασκευής και στεγανοποίησης των διάφορων μερών μιας εγκατάστασης.
- Τα ψυκτικά μέσα πρέπει να έχουν χημική σταθερότητα. Κατά τη λειτουργία μιας ψυκτικής εγκατάστασης το ψυκτικό μέσο διέρχεται από διάφορες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας. Υπό την επίδραση αυτών των συνθηκών το ψυκτικό

μέσο δεν πρέπει να αλλοιώνεται και να μετασχηματίζεται σε άλλες χημικές ενώσεις.

- Το σημείο τήξεως του ψυκτικού μέσου πρέπει να είναι σημαντικά χαμηλότερο από την ελάχιστη θερμοκρασία που συναντάται σε μία ψυκτική εγκατάσταση ώστε να μην υπάρχει κίνδυνος φραξίματος των σωληνώσεων.
- Ως προς τις πιέσεις λειτουργίας της εγκατάστασης η πίεση συμπίεσης που απαιτείται για να έρθει το ψυκτικό μέσο σε θερμοκρασία μεγαλύτερη από αυτή του μέσου συμπύκνωσης δεν πρέπει να είναι πολύ μεγάλη ώστε να μην υπάρχει ανάγκη παροχής μεγάλης ισχύος συμπίεσης. Επίσης η πίεση ατμοποίησης που καθορίζεται από την επιθυμητή θερμοκρασία ατμοποίησης πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική ώστε να μην εισέρχεται αέρας στις σωληνώσεις της εγκατάστασης.
- Τα ψυκτικά μέσα πρέπει να έχουν μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα ώστε να περιορίζεται η παροχή μάζας που κυκλοφορεί σε μία εγκατάσταση. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την επιλογή μικρών διαστάσεων και διατομών των σωληνώσεων και των εξαρτημάτων της εγκατάστασης. Παράλληλα επιτυγχάνεται και μείωση του μεγέθους και του έργου του συμπιεστή.
- Ο ειδικός όγκος του ψυκτικού μέσου στην αναρρόφηση του συμπιεστή πρέπει να είναι μικρός ώστε να μην απαιτείται μεγάλη ογκομετρική ικανότητα του συμπιεστή.
- Τα ψυκτικά μέσα πρέπει να είναι οικονομικά καθώς απαιτούνται μεγάλες ποσότητες σε εγκαταστάσεις με μεγάλη ισχύ και έκταση.

Κατηγοριοποίηση των ψυκτικών μέσων:

Η κατηγοριοποίηση αφορά τα κυριότερα πρωτεύοντα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται σήμερα στις περισσότερες ψυκτικές εγκαταστάσεις. Έτσι κατατάσσονται στις κάτωθι κατηγορίες [2.4]:

- Ανόργανα Ψυκτικά Μέσα: Δεν προέρχονται από οργανικές ουσίες. Οι κυριότερες ανόργανες ουσίες που χρησιμοποιούνται ως ψυκτικά μέσα είναι:
 - ❖ Η αμμωνία (NH_3)
 - ❖ Το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2)
 - ❖ Το διοξείδιο του θείου (SO_2)
 - ❖ Το νερό (H_2O)
 - ❖ Ο αέρας

Κεφάλαιο 2: Ψύξη

- Αλογονούχα Ψυκτικά Μέσα: Είναι τεχνητά παρασκευασμένες ουσίες που προέρχονται από υδρογονάνθρακες στους οποίους κάποια άτομα υδρογόνου έχουν αντικατασταθεί από άτομα των αλογόνων φθορίου ή χλωρίου. Τα ψυκτικά μέσα που προκύπτουν από την διαδικασία της αλογόνωσης δεν είναι εκρηκτικά. Έτσι κατηγοριοποιούνται ως εξής:
 - ❖ Χλωροφθοράνθρακες (CFCs)
 - ❖ Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs)
 - ❖ Υδροφθοράνθρακες (HFCs)

Ακολουθεί μία σύντομη περιγραφή των ιδιοτήτων και των εφαρμογών στις οποίες χρησιμοποιούνται τα πιο βασικά ανόργανα και αλογονούχα ψυκτικά μέσα.

R717-Αμμωνία (NH₃):

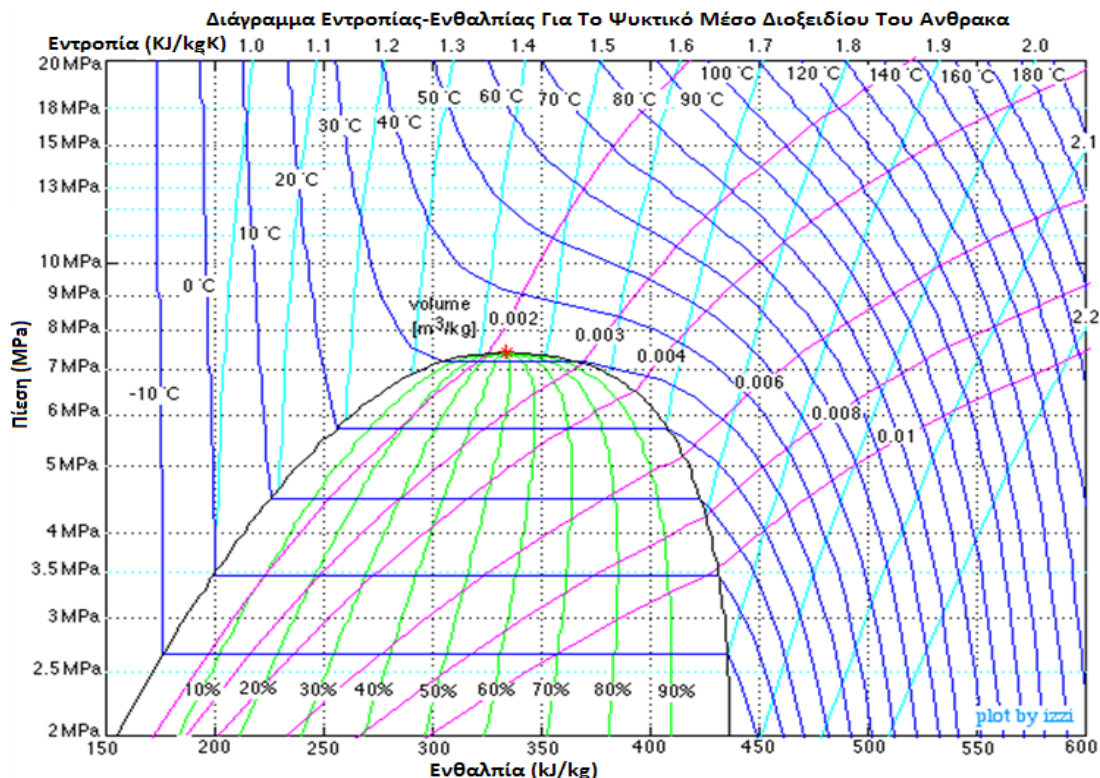
Η αμμωνία χρησιμοποιήθηκε αρχικά ως ψυκτικό μέσο για ψυκτικές εγκαταστάσεις παραγωγής ψύξης με απορρόφηση το 1859. Σήμερα η αμμωνία αποτελεί ένα από τα πιο διαδεδομένα ψυκτικά μέσα, η δε θερμοκρασιακή περιοχή εφαρμογής της εκτείνεται από τους -60°C έως τους 10°C. Μοριακό βάρος ίσο με 17.03 και σημείο ζέσεως με -33.4°C. Η αμμωνία χαρακτηρίζεται κυρίως από το πολύ χαμηλό κόστος αγοράς και τις πολύ ευνοϊκές θερμοδυναμικές ιδιότητες της. Χρησιμοποιείται σε εφαρμογές όπου η τοξικότητα της αποτελεί μειονέκτημα δευτερευούσης σημασίας. Η ογκομετρική ψυκτική απόδοση (θερμότητα ατμοποίησης) της αμμωνίας είναι πολύ υψηλή και είναι η μεγαλύτερη όλων των ψυκτικών μέσων. Για τον λόγο αυτό χρησιμοποιείται κυρίως σε ψυκτικές εγκαταστάσεις μεσαίου και μεγάλου μεγέθους με εμβολοφόρους παλινδρομικούς συμπιεστές. Η διαλυτότητα του νερού σε αμμωνία είναι απεριόριστη και από το διάλυμα αυτό είναι δυνατόν να εκδιωχθεί πλήρως η αμμωνία απλά με θέρμανση. Η αμμωνία ως ψυκτικό μέσο διαλύεται ελάχιστα στα λιπαντικά έλαια. Βασικό μειονέκτημα της αμμωνίας είναι η ισχυρή της τοξικότητα, έχει όμως διαπεραστική προειδοποιητική οσμή και γίνεται αντιληπτή ακόμα και σε πολύ μικρή περιεκτικότητα της τάξεως των 5 PPM [2.1-2.4].

R744-Διοξείδιο του άνθρακα (CO₂):

Το διοξείδιο του άνθρακα δε χρησιμοποιείται ιδιαίτερα ως ψυκτικό μέσο στις ψυκτικές εγκαταστάσεις, λόγω των υψηλών πιέσεων στις οποίες οδηγεί η χρήση του. Οι υψηλές πιέσεις εντός των εγκαταστάσεων συνεπάγονται βαριές και αντιοικονομικές κατασκευές. Το διοξείδιο του άνθρακα ήταν σε χρήση κυρίως σε ψυκτικές εγκαταστάσεις πλοίων. Αν και το διοξείδιο του άνθρακα μέχρι πρόσφατα είχε βασικά εκτοπισθεί από τα νεότερα ψυκτικά μέσα, τα παράγωγα του μεθανίου και του αιθανίου, επανήλθε τα τελευταία χρόνια για οικονομικούς κυρίως λόγους ως πιθανή λύση αντικατάστασης των απαγορευθέντων παραγώγων του μεθανίου και του αιθανίου που περιέχουν χλώριο. Κρίσιμη θερμοκρασία 31.1°C [2.1].

Κεφάλαιο 2: Ψύξη

Στην κάτωθι εικόνα απεικονίζεται διάγραμμα της ενθαλπίας με την εντροπία με εργαζόμενο ψυκτικό μέσο το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2)



Εικόνα 2.4: Διάγραμμα ενθαλπίας-εντροπίας για το ψυκτικό μέσο CO_2 (R744)

R764-Διοξείδιο του θείου (SO_2):

Το διοξείδιο του θείου χρησιμοποιούταν συχνά σε οικιακά ψυγεία από το 1920 έως το 1940. Θερμοκρασία ατμοποίησης -10°C . Είναι διαβρωτικό και τοξικό. Η χρήση του έχει ολοκληρωθεί ως ψυκτικό λόγω των έντονων προβλημάτων υγείας που προκαλεί η διαρροή του και της τοξικότητάς του [2.1].

Χλωροφθοράνθρακες (CFCs):

Οι χλωροφθοράνθρακες (CFC) ήταν τα πρώτα αλογονούχα ψυκτικά μέσα. Τα πιο διαδεδομένα είναι τα R-12, R-11, R-113, R-114, R-115, R-500, R-502, R-503. Τα R-500, R-502, R-503 είναι αζεοτροπικά μείγματα, ένα συστατικό των οποίων είναι χλωροφθοράνθρακας, οπότε έχουν καταταγεί σε αυτήν την κατηγορία των ψυκτικών μέσων [2.5].

Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs):

Οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC) προέρχονται από άτομα μεθανίου (CH_4) ή αιθανίου (C_2H_6), τα οποία είναι μερικώς αλογονωμένα. Αυτό σημαίνει ότι έχουν κάποια άτομα υδρογόνου, ενώ κάποια άλλα έχουν αντικατασταθεί από άτομα χλωρίου ή

Κεφάλαιο 2: Ψύξη

φθορίου. Οι πιο συνηθισμένοι υδροχλωρο-φθοράνθρακες είναι το R-22 και το R-123. Επίσης, υδροχλωροφθοράνθρακες είναι και τα ζεοτροπικά μείγματα R-401, R-402, R-404, R-406 [2.5].

Υδροφθοράνθρακες (HFCs):

Οι υδροφθοράνθρακες (HFCs) έχουν παρόμοια χημική σύσταση με τους HCFC, με τη διαφορά ότι δεν περιέχουν άτομα χλωρίου. Σε αυτούς αντικατάσταση των ατόμων υδρογόνου έχει γίνει μόνο με άτομα φθορίου. Οι πιο συνηθισμένοι υδροφθοράνθρακες (HFCs) είναι το R-134a και το R-23. Το R-134a δεν έχει επίπτωση στο όζον και συνεισφορά στην παγκόσμια θέρμανση και χρησιμοποιείται κατά κόρον σε νέες εγκαταστάσεις και ως αντικαταστάτης του R-12 [2.5].

Τέλος αξίζει να σημειωθεί ότι ως ψυκτικά μέσα χρησιμοποιούνται και αζεοτροπικά και ζεοτροπικά μείγματα ψυκτικών μέσων. Τα αζεοτροπικά μείγματα δεν διαχωρίζονται στις διάφορες φάσεις λειτουργίας της ψυκτικής εγκατάστασης, δηλαδή ατμοποιούνται και συμπυκνώνονται ενιαία ως μια ουσία. Από την άλλη τα ζεοτροπικά μείγματα δεν λειτουργούν ως μια ενιαία ουσία, αλλά μπορεί η ογκομετρική τους σύσταση και η θερμοκρασία κορεσμού να μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια της ατμοποίησης και της συμπυκνώσεώς τους.

Κατηγοριοποίηση των ψυκτικών μέσων ως προς την τοξικότητά τους και την εκρηκτικότητά τους:

Τα ψυκτικά μέσα χωρίζονται ως προς την τοξικότητά τους σε δύο ομάδες που χαρακτηρίζονται με ένα γράμμα, το Α ή το Β.

- Τα ψυκτικά μέσα της ομάδας Α δεν είναι τοξικά.
- Τα ψυκτικά μέσα της ομάδας Β είναι τοξικά σε συγκεντρώσεις μεγαλύτερες από 400 ppm.

Ως προς την εκρηκτικότητά τους, τα ψυκτικά μέσα χαρακτηρίζονται από έναν από τους αριθμούς 1, 2 ή 3.

- Τα ψυκτικά μέσα κατηγορίας 1 δεν είναι εκρηκτικά και η καύση τους δεν είναι συνεχής σε αέρα με πίεση 14.7 psia και θερμοκρασία 21.11°C.
- Τα ψυκτικά μέσα κατηγορίας 2 είναι μέτρια εκρηκτικά, δηλαδή η καύση τους δεν είναι συνεχής σε συγκέντρωση μεγαλύτερη από 0.100115 kg/m³ σε αέρα με πίεση 14.7 psia και θερμοκρασία 21.11°C. Η ειδική θερμογόνο δύναμή τους είναι μικρότερη από 20268.764 kJ/kg.
- Τα ψυκτικά μέσα κατηγορίας 3 είναι πολύ εκρηκτικά, δηλαδή η καύση τους δεν είναι συνεχής σε συγκέντρωση μικρότερη από 0.100115 kg/m³ σε αέρα με πίεση 14.7 psia και θερμοκρασία 21.11°C. Η ειδική θερμογόνο δύναμή τους είναι μεγαλύτερη από 20268.764 kJ/kg.

Κεφάλαιο 2: Ψύξη

Σύμφωνα με την παραπάνω κατηγοριοποίηση, υπάρχουν συνολικά έξι κατηγορίες ψυκτικών μέσων ως προς την τοξικότητα και την εκρηκτικότητα, με την κατηγορία A1 να είναι η ασφαλέστερη, ενώ η B3 είναι η πιο επικίνδυνη [2.6]

	Χαμηλή Τοξικότητα	Υψηλή Τοξικότητα
Υψηλή Εκρηκτικότητα	A ₃	B ₃
Μέτρια Εκρηκτικότητα	A ₂	B ₂
Δεν Μεταδίδει Φλόγα	A ₁	B ₁

Πίνακας 2.6: Κατάταξη ψυκτικών μέσων ως προς την τοξικότητά τους και την εκρηκτικότητά τους κατά ASHRAE [2.6]

Στον κάτωθι πίνακα απεικονίζεται η κατάταξη των διάφορων και ποικίλων ψυκτικών μέσων στις διαφορές <<χημικές οικογένειες >> κατά ASHRAE [2.6].

Ψυκτικά Μέσα		Χημικός Τύπος	Μοριακό Βάρος	Κανονικό Σημείο Βρασμού		Ομάδα Ασφάλειας
Αριθμός	Χημικό Όνομα			(°C)	(°F)	
Methane Series						
11	trichlorofluoromethane	CCL ₃ F	137.4	24	75	A ₁
12	diclorodifluoromethane	CCL ₂ F ₂	120.9	-30	-22	A ₂
12B ₁	bromoclorodifluoromethane	CBrClF ₂	165.4	-4	25	
13	clorotrifluoromethane	CClF ₃	104.5	-81	-115	A ₁
13B ₁	bromotrifluoromethane	CBrF ₃	148.9	-58	-72	A ₁
14	tetrafluoromethane (carbon tetrafluoride)	CF ₄	88.0	-128	-198	A ₁
21	diclorofluoromethane	CHCl ₂ F	102.9	9	48	B ₁
22	clorodifluoromethane	CHClF ₂	86.5	-41	-41	A ₁
23	trifluoromethane	CHF ₃	70.0	-82	-116	A ₁
30	dicloromethane (methylene chloride)	CH ₂ Cl ₂	84.9	40	104	B ₂
31	clorofluoromethane	CH ₂ ClF	68.5	-9	16	
32	difluoromethane (methylene fluoride)	CH ₂ F ₂	52.0	-52	-62	A ₂
40	cloromethane (methyl chloride)	CH ₃ Cl	50.5	-24	-12	B ₂
41	fluoromethane (methyl fluoride)	CH ₃ F	34.0	-78	-108	
50	methane	CH ₄	16.0	-161	259	A ₃
Ethane Series						

Κεφάλαιο 2: Ψύξη

113	1,1,2-tricloro-1,2,2-trifluoroethane	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$	187.4	48	118	A ₁
114	1,2-dicloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	CClFCClF_2	170.9	4	38	A ₁
115	chloropentafluoroethane	CClF_2CF_3	154.5	-39	-38	A ₁
116	hexafluoroethane	CF_3CF_3	138.0	-78	-109	A ₁
123	2,2-dicloro-1,1,1-trifluoroethane	CHCl_2CF_3	153.0	27	81	B ₁
124	2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	CHClFCF_3	136.5	-12	10	A ₁
125	pentafluoroethane	CHF_2CF_3	120.0	-49	-56	A ₁
134a	1,1,1,2-tetrafluoroethane	CH_2FCF_3	102.0	-26	-15	A ₁
141b	1,1-dicloro-1-fluoroethane	$\text{CH}_3\text{CCl}_2\text{F}$	117.0	32	90	
142b	1-chloro-1,1-difluoroethane	CHCClF	100.5	-10	14	A ₂
143a	1,1,1-trifluoroethane	CH_3CF_2	84.0	-47	-53	A ₂
152a	1,1-difluoroethane	CH_3CHF_2	66.0	-25	-13	A ₂
170	ethane	CH_3CH_3	30.0	-89	-128	A ₃
Propane Series						
218	octafluoropropane	$\text{CF}_3\text{CF}_2\text{CF}_3$	188.0	-37	-35	A ₁
236 _{fa}	1,1,1,3,3,3-hexafluoropropane	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CF}_3$	152.0	-1	29	A ₁
245 _{fa}	1,1,1,3,3-pentafluoropropane	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$	134.0	15	59	A ₁
290	propane	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$	44.0	-42	-44	A ₃
Cyclic Organic Compounds						
C318	octafluorocyclobutane	$-(\text{CF}_2)_4-$	200.0	-6	21	
Miscellaneous Organic Compounds						
	hydrocarbons					
600	butane	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$	58.1	0	31	A ₃
600 _a	isobutane	$\text{CH}(\text{CH}_3)_2\text{CH}_3$	58.1	-1	11	A ₃
Oxygen Compounds						
610	ethyl ether	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{CH}_3$	74.1	35	94	
611	methyl formate	HCOOCH_3	60	32	89	B ₂
Sulfur Compounds						
620	(Reserved for future assignment)					
Nitrogen Compounds						
630	methyl amine	CH_3NH_2	31.1	-7	20	
631	ethyl amine	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{NH}_2$	45.1	17	62	
Inorganic Compounds						
702	hydrogen	H_2	2.0	-253	-423	A ₃

Κεφάλαιο 2: Ψύξη

704	helium	He	4.0	-269	-452	A ₁
717	ammonia	NH ₃	17.0	-33	-28	B ₂
718	water	H ₂ O	18.0	100	212	A ₁
720	neon	Ne	20.2	-246	-411	A ₁
728	nitrogen	N ₂	28.1	-196	-320	A ₁
732	oxygen	O ₂	32.0	-183	-297	
740	argon	Ar	39.9	-186	-303	A ₁
744	carbon dioxide	CO ₂	44.0	-78	-109	A ₁
744A	nitrous oxide	N ₂ O	44.0	-90	-129	
764	sulfur dioxide	SO ₂	64.1	-10	14	B ₁
Unsaturated Organic Compounds						
1150	ethene (ethylene)	CH ₂ =CH ₂	28.1	-104	-155	A ₃
1270	propene (propylene)	CH ₃ CH=CH ₂	42.1	-48	-54	A ₃

Πίνακας 2.7: Κατάταξη ψυκτικών μέσων στις διάφορες <<χημικές οικογένειες>> Κατά ASHRAE [2.6]

Ονοματολογία των ψυκτικών μέσων:

Τα ψυκτικά αναγνωρίζονται με το γράμμα R το οποίο ακολουθείται από τριψήφιο αριθμό σύμφωνα με την κατάταξη της ASHRAE. Για ανόργανα ρευστά, το πρώτο ψηφίο είναι πάντα 7 το οποίο ακολουθείται από το μοριακό βάρος του ψυκτικού. Για παράδειγμα R717 είναι η αμμωνία, R744 είναι το διοξείδιο του θείου και R718 είναι το νερό. Οι ουσίες που περιέχουν χλώριο και φθόριο και προέρχονται από κορεσμένους υδρογονάνθρακες όπως το μεθάνιο και αιθάνιο έχουν γενικό χημικό τύπο C_n H_a F_β Cl_γ.

Έτσι εάν RXYZ είναι ο γενικός τύπος των παραπάνω ουσιών τότε ισχύει:

- ❖ X=(εάν n-1=0 τότε παραλείπεται)
- ❖ Y=a+1
- ❖ Z=β

Η γνώση του παραπάνω τριψήφιου αριθμού βοηθά στον υπολογισμό του γ, τον αριθμό των ατόμων Cl, καθώς πρέπει να ισχύει $a+\beta+\gamma=2n+2$ για τον κορεσμένο υδρογονάνθρακα. Ουσίες που προέρχονται από το αιθάνιο παρουσιάζουν αρκετά ισομερή (ουσίες που έχουν τον ίδιο χημικό τύπο αλλά διαφέρουν στο βαθμό συμμετρίας). Για να τα ξεχωρίσουμε εισάγουμε τα γράμματα a, b και ούτω καθεξής.

Ένας απλός τρόπος για να συσχετίσουμε το αριθμό του ψυκτικού με τη χημική φόρμουλα είναι η προσθήκη του 90 στον αριθμό του ψυκτικού. Το αποτέλεσμα δίνει με τη σειρά των αριθμό των ατόμων άνθρακα, υδρογόνου και φθορίου. Τέλος τα αζεοτροπικά μείγματα συμβολίζονται με R5XX ενώ τα μη-αζεοτροπικά με R4XX (όπου XX είναι ο εμπορικός κωδικός που έχει δοθεί στην ουσία) [2.7].

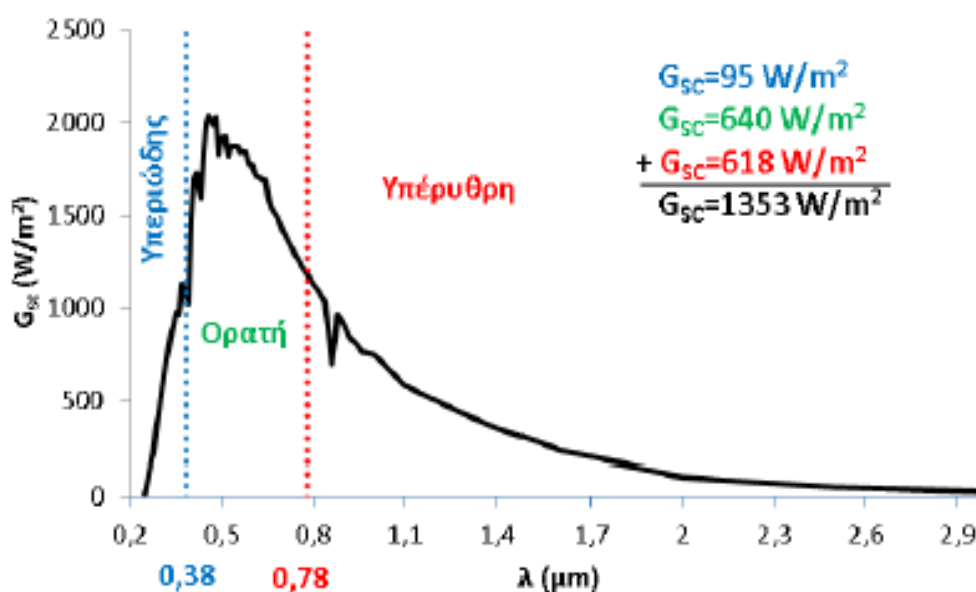
Βιβλιογραφία 2^{ου} Κεφαλαίου

- [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] Refrigerating Engineering, Eric Granryd, Ingvar Ekroth, Per Lundqvist, Ake Melinder, Bjorn Palm, Peter Rohlin, KTH Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration
- [2.5] ASHRAE (1997) Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA , <https://www.ashrae.org/>
- [2.6] Designation and Safety Classifications of Refrigerants, <https://www.ashrae.org/>
- [2.7] Τ.Ε.Ε., Κατάρτιση Ενεργειακών Επιθεωρητών, Εκπαιδευτικό υλικό, Σχεδιασμός Εγκαταστάσεων Ψύξης και Κλιματισμού Κτηρίων, Αθήνα 2011

Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

3.1 Γενικά περί ηλιακής ακτινοβολίας

Ο ήλιος είναι μία συνεχής πηγή ενέργειας η οποία έχει μια μέση θερμοκρασία περίπου 5770 K και παράγει στην επιφάνεια της ισχύ ίση με 63MW/m^2 . Μόνο ένα μικρό κομμάτι αυτής της ενέργειας φτάνει στη γη και είναι ικανό να συντηρεί τις ενεργειακές ανάγκες του πλανήτη. Ενδεικτικά αναφέρεται πως η διάμετρος του ήλιου είναι περίπου 1390 Mm, ενώ της Γης 12.7 Mm, και η μέση μεταξύ τους απόσταση υπολογίζεται στα 149.5 Gm [3.1]. Η θερμοκρασία στο κεντρικό εσωτερικό του μέρος υπολογίζεται χονδρικά μεταξύ 8×10^6 με 40×10^6 K και η πυκνότητά του 100 φορές μεγαλύτερη από αυτήν του νερού. Ο ήλιος είναι ένας αντιδραστήρας σύντηξης, με τα αέρια που τον απαρτίζουν να αποτελούν το “περιέχον κέλυφος” το οποίο συντηρείται εξαιτίας βαρυτικών δυνάμεων. Η ενέργεια που παράγεται στο εσωτερικό της ηλιακής σφαίρας σε θερμοκρασίες πολλών εκατομμυρίων βαθμών K πρέπει να μεταφερθεί στην επιφάνεια και εν συνεχεία να ακτινοβοληθεί στο διάστημα. Η ακτινοβολία στον πυρήνα του ήλιου είναι στο φάσμα των ακτινών X και Γάμμα, με το μήκος κύματος της ακτινοβολίας να μεγαλώνει όσο η θερμοκρασία μειώνεται και η ακτίνα αυξάνει. Η ηλιακή ακτινοβολία εκπέμπεται σε φάσμα το οποίο παρουσιάζει μια ιδιόμορφη κατανομή και φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Εικόνα 3.1: Φασματική κατανομή ηλιακής ακτινοβολίας εντός της ατμόσφαιρας

Είναι σημαντικό να τονιστεί πως το μέγεθος που αναλύεται στο παραπάνω σχήμα είναι η ηλιακή σταθερά G_{sc} η οποία μεταβάλλεται ανάλογα με το μήκος κύματος λ . Η φασματική κατανομή της διαχωρίζεται σε 3 περιοχές, την υπεριώδη για μήκη κύματος κάτω από $0.38\mu\text{m}$ με μέση ηλιακή ακτινοβολία 95 W/m^2 , την ορατή για μήκη κύματος από $0.38\mu\text{m}$ έως $0.78\mu\text{m}$ με μέση ηλιακή ακτινοβολία 640 W/m^2 και τέλος την υπέρυθη υπεριώδη για μήκη κύματος πάνω από $0.78\mu\text{m}$ με μέση ηλιακή ακτινοβολία 618 W/m^2 . Αθροίζοντας τις παραπάνω επιμέρους μέσες ηλιακές ακτινοβολίες προκύπτει η συνολική μέση ακτινοβολία στα 1353 W/m^2 , όπου είναι χαρακτηριστικό μέγεθος της έντασης του ήλιου [3.2]. Είναι σημαντικό να σημειωθεί πως μετρήσεις που γίνονται για την ηλιακή σταθερά δίνουν παραπλήσιες τιμές αλλά με μικρή απόκλιση. Μια νεότερη τιμή η οποία δόθηκε από την American Society for Testing Materials είναι ίση με 1366.1 W/m^2 [3.1].

Η στιγμιαία ένταση της ακτινοβολίας αυτής μεταβάλλεται καθώς αλλάζει η απόσταση γης και ήλιου, ανάλογα με την εποχή. Πιο συγκεκριμένα, στις 3 Ιανουαρίου που η Γη βρίσκεται πιο κοντά στον ήλιο η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας γίνεται περίπου 1400 W/m^2 , ενώ στις 4 Ιουλίου όπου η απόσταση αυτή γίνεται μέγιστη η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας μειώνεται στα 1330 W/m^2 [3.1]. Έτσι η ακτινοβολία που δέχεται ένα επίπεδο κάθετο στην ακτινοβολία εκτός ατμοσφαιράς G_{on} , κοντά στη γη, δίνεται από τη παρακάτω σχέση [3.3]:

$$G_{on} = G_{sc} \cdot \left(1 + 0.033 \cdot \cos\left(360 \cdot \frac{n}{365}\right)\right) \quad (3.1)$$

όπου n ο αύξων αριθμός της μέρας του έτους. Επίσης η παραπάνω σχέση αφορά επιφάνειες κάθετες στην ηλιακή ακτινοβολία.

Η ηλιακή ακτινοβολία που δέχεται μια επιφάνεια εντός ατμοσφαιράς είναι μειωμένη σε σχέση με αυτήν που υπολογίστηκε παραπάνω διότι κατά τη διέλευση από την ατμόσφαιρα χάνεται κομμάτι της ηλιακής ενέργειας. Επίσης, όταν η επιφάνεια δεν είναι πάντα κάθετη στην ηλιακή ακτινοβολία, μικρότερη ισχύς προσπίπτει πάνω σε αυτή. Παρακάτω παρουσιάζεται μια συνοπτική, αλλά ταυτόχρονα πλήρης ανάλυση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε μια κεκλιμένη επιφάνεια εντός ατμόσφαιρας.

3.2 Ηλιακή ακτινοβολία επιφάνειας εντός ατμοσφαιράς

Η πιο συνήθης μέθοδος ανάλυσης είναι ο υπολογισμός της ακτινοβολίας που δέχεται το οριζόντιο επίπεδο αρχικά και στη συνέχεια η αναγωγή της στο κεκλιμένο επίπεδο. Η ακτινοβολία του οριζοντίου επιπέδου δίνεται από τον εξής σχέση:

$$G_o = G_{on} \cdot \cos(\theta_z) \quad (3.2)$$

όπου θ_z είναι η γωνία ζενίθ η οποία είναι η γωνία μεταξύ του ήλιου και της οριζόντιας επιφάνειας.

Η ωριαία (I_o) και η ημερήσια (H_o) ακτινοβολία οριζόντιας επιφάνειας μπορεί να υπολογιστεί με χρονική ολοκλήρωση της παραπάνω εξίσωσης. Με χρήση συντελεστών αιθριότητας είναι δυνατών από την ακτινοβολία εκτός ατμοσφαιράς να υπολογιστεί η ακτινοβολία εντός ατμόσφαιρας. Οι συντελεστές αιθριότητας διαφέρουν από περιοχή

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

σε περιοχή και σχετίζονται με τη νέφωση κατά κύριο λόγο. Γενικά, ένας συντελεστής αιθριότητας έχει τη παρακάτω γενική μορφή:

$$K_T = \frac{G}{G_0} \quad (3.3)$$

Αντί για τη στιγμιαία ένταση μπορεί να χρησιμοποιηθεί η ωριαία, η ημερήσια ή η μέση μηνιαία ακτινοβολία.

Η ακτινοβολία G που φτάνει σε ένα οριζόντιο επίπεδο εντός ατμοσφαιράς έχει 2 τμήματα. Το πρώτο είναι αυτό της άμεσης (G_b) η οποία καταφτάνει απευθείας από τον ήλιο και το δεύτερο της διάχυτης (G_d) το οποίο φτάνει μετά από ανακλάσεις. Έτσι προκύπτει η εξίσωση που συνδέει τα παραπάνω:

$$G = G_b + G_d \quad (3.4)$$

Στη πράξη οι επιφάνειες δεν είναι οριζόντιες, αλλά έχουν κλίση ώστε να μπορούν να είναι «πιο κάθετες» στον ήλιο και περισσότερη ηλιακή ακτινοβολία να προσπίπτει σε αυτές. Παρακάτω θα δοθούν διάφορα μοντέλα εκτίμησης της ηλιακής ενέργειας στο κεκλιμένο επίπεδο, αλλά πρώτα πρέπει να αναλυθούν διάφορα χρήσιμα μεγέθη.

3.2.1 Γωνίες ηλίου και επιφανείας

Η γωνία πρόπτωσης του ήλιου στο κεκλιμένο επίπεδο « θ » είναι πολύ σημαντική και καθορίζει ουσιαστικά τι ποσό της ηλιακής ακτινοβολίας φτάνει στο επίπεδο αυτό. Η γωνία ζενίθ μπορεί να υπολογιστεί από τη μαθηματική σχέση υπολογισμού της γωνίας πρόπτωσης του ηλίου αν τεθεί $\beta=0^\circ$ και έτσι προκύπτει :

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin \varphi - \sin \delta \cdot \cos \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega \quad (3.5)$$

Για τους υπολογισμούς των παραπάνω μεγεθών είναι αναγκαία η γνώση κάποιων επιμέρους μεγεθών (γωνιών) τα οποία είναι πολύ χρήσιμα σε ηλιακές μελέτες. Ο παρακάτω πίνακας συνοψίζει τις γωνίες αυτές.

Γωνία (°)	Ονομασία	Τρόπος Υπολογισμού
β	Κλίση Επιφανείας	Γωνία μεταξύ επιφάνειας και γης
γ	Αζιμούθιο Επιφάνειας	0° για Νότο, 90° για Δύση, 180° για Βορρά, -90° για Ανατολή
δ	Ηλιακή Απόκλιση	$= 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right)$
φ	Γεωγραφικό Πλάτος	Καθορίζεται από τη θέση του επιπέδου στη γη
ω	Ωριαία Γωνία	$= 0.25 \times$ (λεπτά από ηλιακό μεσημέρι 12:00) $\omega > 0$ για μετά μεσημβρίας $\omega < 0$ για πριν μεσημβρίας
α	Ηλιακό Ύψος	$= 90^\circ - \theta_z$
γ_s	Ηλιακό Αζιμούθιο	$\sin(\gamma_s) = \frac{\cos \delta \cdot \sin \omega}{\cos \alpha}$ με $\cos \omega \geq \frac{\tan \delta}{\tan \varphi}$ δηλαδή κατά τη διάρκεια της μέρας

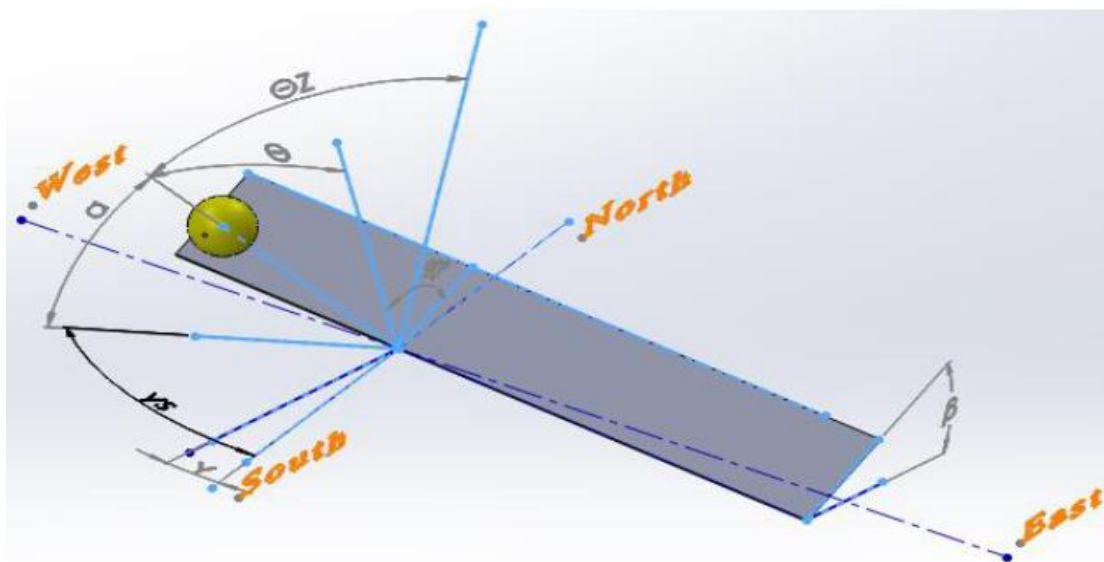
Πίνακας 3.2: Ορισμός και επεξήγηση γωνιών

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Η διάρκεια της μέρας μπορεί να υπολογιστεί μηδενίζοντας τη γωνία ύψους του ήλιου το οποίο σημαίνει πως ο ήλιος βρίσκεται οριακά στον ορίζοντα. Δύο λύσεις (γωνίες) προκύπτουν για την ωριαία γωνία και η διαφορά αυτών των γωνιών μεταφρασμένη σε ώρες δίνει τη διάρκεια της μέρας. Έτσι προκύπτει :

$$N = \frac{2}{15} \cdot \arccos[-\tan \varphi \cdot \tan \delta] \quad (3.6)$$

Το παρακάτω σχήμα παρουσιάζει τις γωνίες που περιγράφηκαν παραπάνω:



Εικόνα 3.3: Γωνίες μεταξύ ήλιου και κεκλιμένου επιπέδου

Η γωνία γ_s είναι η γωνία του αζιμουθίου του ήλιου και εκφράζει τη σχετική θέση της προβολής του ήλιου και της νότιας κατεύθυνσης.

3.2.2 Μοντέλα ηλιακής ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου

Διάφορα μοντέλα έχουν διατυπωθεί ώστε να υπολογιστεί η ηλιακή ακτινοβολία που φτάνει σε μια κεκλιμένη επιφάνεια.. Πιο συγκεκριμένα, η ακτινοβολία που φτάνει σε μια επιφάνεια διαχωρίζεται σε άμεση και διάχυτη, και η διάχυτη με τη σειρά της διαχωρίζεται σε διάχυτη εξ' ουρανού και εξ' εδάφους. Επίσης η διάχυτη ακτινοβολία φτάνει μετά από ανακλάσεις στην εξεταζόμενη επιφάνεια, κάτι που προσδίδει μια επιπλέον δυσκολία στον ακριβή υπολογισμό της συνολικής ηλιακής ακτινοβολίας που προσπίπτει στο κεκλιμένο επίπεδο.

Ο λόγος της άμεσης ακτινοβολίας που φτάνει στο κεκλιμένο επίπεδο προς αυτήν που φτάνει στο οριζόντιο επίπεδο είναι ένας πολύ σημαντικός παράγοντας και συμβολίζεται ως R_b :

$$R_b = \frac{G_{bT}}{G_b} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (3.7)$$

Αντίστοιχοι συντελεστές R μπορούν να οριστούν για την διάχυτη (R_d) και την ολική ακτινοβολία (R). Σε κάθε περίπτωση ισχύει ότι :

$$G_T = G_{bT} + G_{dT} = R_b \cdot G_b + R_d \cdot G_d \quad (3.8)$$

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Τώρα θα παρουσιαστούν 6 διαφορετικά μοντέλα τα οποία υπολογίζουν την ολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου με διαφορετικό τρόπο το καθένα [3.1-3.3]. Οι βασικές διαφορές παρατηρούνται στην υπόθεση που γίνεται για την διάχυτη ακτινοβολία και πιο συγκεκριμένα για την προέλευση της.

- **Μοντέλου διαυγούς ατμόσφαιρας:**

Είναι το πιο απλό μοντέλο το οποίο υποθέτει πως η άμεση και η διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία έρχονται με την ίδια κατεύθυνση προς την εξεταζόμενη επιφάνεια, δηλαδή $R_d=R_b$, το οποίο συνεπάγεται :

$$G_T = R_b \cdot G_b + R_b \cdot G_d = R_b \cdot G \quad (3.9)$$

Αυτό το μοντέλο εφαρμόζεται σε μέρες όπου ο ουρανός είναι αρκετά διαυγής.

- **Μοντέλο νεφελώδους ατμόσφαιρας (Hottel και Woertz 1942):**

Το μοντέλο αυτό θεωρεί πως υπάρχει αρκετή νέφωση και η ακτινοβολία είναι ισότροπη, δηλαδή ίδια προς όλες τις κατευθύνσεις και επίσης ότι η ανακλώμενη ακτινοβολία εδάφους είναι ισοδύναμη με αυτή που έρχεται από τον ουρανό. Δηλαδή η επιφάνεια δέχεται από όλες τις διευθύνσεις τη διάχυτη ακτινοβολία με ίδιο τρόπο, κάτι που οδηγεί την διάχυτη ακτινοβολία κεκλιμένου να ταυτίζεται με την διάχυτη οριζόντιας επιφάνειας, δηλαδή $R_d=1$. Έτσι προκύπτει :

$$G_T = R_b \cdot G_b + G_d \quad (3.10)$$

- **Βελτιωμένο μοντέλο Liu και Jordan 1960 :**

Οι Liu και Jordan μερικά χρόνια αργότερα βελτίωσαν το μοντέλο των Hottel και Woertz διαχωρίζοντας την διάχυτη ακτινοβολία σε αυτή που προέρχεται από τον ουρανό και σε αυτή που προέρχεται από το έδαφος. Θα ακολουθήσει συνοπτική ανάλυση για το πώς κατέληξαν στη τελική σχέση για την ηλιακή ακτινοβολία, διότι αυτό το μοντέλο είναι πάρα πολύ σημαντικό και έχει χρησιμοποιηθεί σε πάρα πολλές μελέτες έως σήμερα.

Είναι δυνατόν να θεωρηθεί πως η ακτινοβολία εξ' ουρανού είναι ισότροπη και ίση με G_s [W/m^2 rad] και κατανέμεται προς όλες της κατευθύνσεις τους ορίζοντα (180° ή π rad]. Για μια οριζόντια επιφάνεια ισχύει η παρακάτω σχέση:

$$G_d = 2 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} G_s \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi = 2 \cdot G_s \quad (3.11)$$

Η ολοκλήρωση γίνεται 2 φορές ώστε να καλυφθεί όλος ο ορίζοντας, δηλαδή 180° . Τώρα που θα εξεταστεί η κεκλιμένη επιφάνεια η ολοκλήρωση θα διαχωριστεί σε 2 τμήματα, διότι τη μία πλευρά όλος ο ουρανός βλέπει την επιφάνεια, ενώ από την άλλη, ένα κομμάτι που αντιστοιχεί με τη κλίση β , δε λαμβάνει ακτινοβολία από τον ουρανό (ο

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

συλλέκτης έχει πλάτη τον ουρανό). Έτσι συνδυάζοντας και τη παραπάνω σχέση προκύπτει:

$$G_{dt}^{sky} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} G_s \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi + \int_0^{\frac{\pi}{2}-\beta} G_s \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi = G_d \cdot \left[\frac{1+\cos \beta}{2} \right] \quad (3.12)$$

Όμοια εργαζόμενοι για το έδαφος, με ισότροπη ακτινοβολία G_g [W/m²rad] προκύπτει για την οριζόντια επιφάνεια:

$$G_g = 2 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} G_g \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi = 2 \cdot G_g \quad (3.13)$$

Η συνολική ακτινοβολία εδάφους G_{ground} στο μοντέλο που εξετάζεται θεωρεί πως η άμεση και η διάχυτη ακτινοβολία ανακλώνται ισοτρόπως με ένα συντελεστή ανακλαστικότητας του εδάφους ρ . Έτσι προκύπτει το εξής:

$$G_{ground} = \rho \cdot (G_b + G_d) = \rho \cdot G \quad (3.14)$$

Για το συντελεστή ανάκλασης ρ σημαντικό ρόλο έχει η χιονόπτωση στην εκάστοτε περιοχή διότι το χιόνι δρα ως ανακλαστήρας και αυξάνει αρκετά τη τιμή του συντελεστή ρ . Για μη χιονισμένες περιοχές η ανακλαστικότητα έχει τιμή 0.2 (για χώμα), ενώ για αρκετά χιονισμένες περιοχές φτάνει την τιμή 0.7 περίπου. Πιο αναλυτικά, αν c είναι το ποσοστό του κάθε μήνα όπου το χιόνι έχει ύψος πάνω από 1 ίντσα, τότε ο συντελεστής ρ υπολογίζεται ως εξής:

$$\rho = 0.2 \cdot (1 - c) + 0.7 \cdot c = 0.2 + 0.5 \cdot c \quad (3.15)$$

Αυτή η σχέση προτάθηκε από τους Liu και Jordan [3.4] και έχει εφαρμογή σε περιοχές όπου υπάρχει αξιόλογη χιονόπτωση. Σε συνήθεις αναλύσεις λαμβάνεται ανακλαστικότητα ίση με την τιμή 0.2.

Η διάχυτη ακτινοβολία από το έδαφος στην κεκλιμένη επιφάνεια, προκύπτει από την παρακάτω ολοκλήρωση:

$$G_{dt}^{sky} = \int_{\frac{\pi}{2}-\beta}^{\frac{\pi}{2}} G_s \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi = \rho \cdot (G_b + G_d) \cdot \left[\frac{1-\cos \beta}{2} \right] \quad (3.16)$$

Η ολοκλήρωση πρακτικά γίνεται για τις γωνίες που δεν συμπεριλήφθηκαν στην ολοκλήρωση της διάχυτης από τον ουρανό. Η ολική ακτινοβολία που φτάνει στο κεκλιμένο επίπεδο (G_T) δίνεται από τη παρακάτω σχέση :

$$G_T = R_b \cdot G_b + G_d \cdot \left[\frac{1+\cos \beta}{2} \right] + G \cdot \rho \cdot \left[\frac{1-\cos \beta}{2} \right] \quad (3.17)$$

Ο πρώτος όρος της παραπάνω εξίσωσης εκφράζει το ποσό της άμεσης ακτινοβολίας που φτάνει στο συλλέκτη, ο δεύτερος όρος το ποσό της διάχυτης ακτινοβολίας εξ' ουρανού που φτάνει στο συλλέκτη και ο τρίτος το ποσό της διάχυτης ακτινοβολίας από το έδαφος που φτάνει στο συλλέκτη.

• **Μοντέλο Klucher 1979:**

Το μοντέλο Liu-Jordan είναι αρκετά ικανοποιητικό αλλά σε μέρες με διαυγή ατμόσφαιρα υποεκτιμά την ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας. Ο Klucher λοιπόν, βελτίωσε αυτό το μοντέλο, λαμβάνοντας υπόψη του 2 ακόμα φαινόμενα για την διάχυτη ακτινοβολία εξ' ουρανού. Το πρώτο είναι η φωτεινότητα του ορίζοντα (horizon brightening) και το δεύτερο η περιφερειακή ηλιακή ακτινοβολία (circumsolar radiation). Έβαλε λοιπόν 2 όρους στο γινόμενο του όρου της διάχυτης ακτινοβολίας ουρανού και η τελική σχέση προέκυψε ως εξής:

$$G_T = G_d \cdot \left[\frac{1+\cos\beta}{2} \right] \cdot \left[1 + F \cdot \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] \cdot [1 + F \cdot \cos^2\beta \cdot \sin^3(\theta_Z)] + R_b \cdot G_b + G \cdot \rho \cdot \left[\frac{1-\cos\beta}{2} \right] \quad (3.18)$$

όπου F ο δείκτης αιθριότητας (clearness index) που υπολογίζεται ως εξής:

$$F = 1 - \left(\frac{G_d}{G} \right)^2 \quad (3.19)$$

Για πλήρως νεφελώδη ατμόσφαιρα, ο συντελεστής F τείνει στο μηδέν και το μοντέλο Klucher ταυτίζεται με αυτό των Liu και Jordan.

• **Μοντέλο Hay-Davies 1980:**

Ένας άλλος τρόπος για την βελτίωση του μοντέλου των Liu και Jordan παρουσιάζεται στο μοντέλο Hay-Davies. Πιο συγκεκριμένα, αυτοί οι ερευνητές χώρισαν τη διάχυτη εξ' ουρανού σε ισοτροπική και περιφερειακή αλλά αγνόησαν τη φωτεινότητα του ορίζοντα. Πρακτικά υπέθεσαν πως ένα κομμάτι της διάχυτης συμπεριφέρεται σαν άμεση ακτινοβολία και όρισαν ένα συντελεστή ανισοτροπίας ως εξής:

$$A = \frac{G_{bn}}{G_{on}} \quad (3.20)$$

Η συνολική ακτινοβολία στο κεκλιμένο επίπεδο προκύπτει ως εξής:

$$G_T = R_b \cdot (G_b + A \cdot G_d) + G_d \cdot (1 - A) \cdot \left[\frac{1+\cos\beta}{2} \right] + G \cdot \rho \cdot \left[\frac{1-\cos\beta}{2} \right] \quad (3.21)$$

• **Μοντέλο Reindl 1990:**

Ο Reindl βελτίωσε το παραπάνω μοντέλο λαμβάνοντας υπόψη του και τη φωτεινότητα του ορίζοντα και προέκυψε εξής σχέση:

$$G_T = R_b \cdot (G_b + A \cdot G_d) + G_d \cdot (1 - A) \cdot \left[\frac{1+\cos\beta}{2} \right] \cdot B + G \cdot \rho \cdot \left[\frac{1-\cos\beta}{2} \right] \quad (3.22)$$

$$\text{με } B = 1 + \sqrt{\frac{G_b}{G}} \cdot \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \quad (3.23)$$

Με τη χρήση αυτού του μοντέλου, η διάχυτη ακτινοβολία έχει υψηλές τιμές διότι λαμβάνονται υπόψη πολλές πηγές προέλευσης της.

Στατιστικές σχέσεις ηλιακής ακτινοβολίας:

Τέλος, δίνονται 2 εύχρηστες μαθηματικές σχέσεις οι οποίες δίνουν την ημερήσια ακτινοβολία (H) και την μηνιαία ακτινοβολία (M) για τη περιοχή της Αθήνας [3.3] σε kWh/m²:

$$H = 4.348 + 2.676 \cdot \left(\sin 360 \cdot \frac{\text{Day}}{365} - 86.410 \right) \quad (3.24)$$

και

$$M = 136 + 77.2 \cdot \left(\sin 360 \cdot \frac{\text{Month}}{11.5} - 109.6 \right) \quad (3.25)$$

3.3 Ηλιακοί συλλέκτες

Για να είναι δυνατή η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας χρησιμοποιούνται συσκευές οι οποίες ονομάζονται ηλιακοί συλλέκτες. Αυτές οι συσκευές είναι 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 τη θερμοκρασία του. Η απόδοση τους είναι της τάξης του 50% και εξαρτάται αρκετά από τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου διότι αυτή καθορίζει και τη μέση θερμοκρασία του όλου συστήματος το οποίο συναλλάσσει θερμότητα με το περιβάλλον. Η διάρκεια ζωής τους είναι αρκετά μεγάλη, τάξης μεγέθους 25 ετών, το οποίο τους καθιστά ανταγωνιστική και βιώσιμη τεχνολογική επιλογή.

3.3.1 Κατηγοριοποίηση ηλιακών συλλεκτών

Δύο είναι οι βασικές κατηγορίες τους, οι επίπεδοι και οι συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες. Οι επίπεδοι είναι οι ευρέως διαδεδομένοι συλλέκτες οι οποίοι βρίσκουν βασική εφαρμογή στην παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, ενώ οι συγκεντρωτικοί χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές όπου απαιτείται υψηλότερη θερμοκρασία (>100oC).

Οι επίπεδοι παρουσιάζουν χαμηλότερη απόδοση σε σχέση με τους συγκεντρωτικούς, αλλά έχουν και χαμηλότερο κόστος. Έτσι μια οικονομοτεχνική ανάλυση σε κάθε περίπτωση είναι αναγκαία για τον προσδιορισμό της βέλτιστης τεχνολογίας ανά εφαρμογή.

Οι επίπεδοι συλλέκτες αξιοποιούν την άμεση ακτινοβολία καθώς και την διάχυτη εξ ουρανού και εξ εδάφους γεγονός που αυξάνει αρκετά τη διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια προς αξιοποίηση. Από την άλλη πλευρά οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες βασίζονται στην αξιοποίηση της άμεσης ακτινοβολίας κατά κύριο λόγο. Πιο συγκεκριμένα για μεγάλους λόγους συγκέντρωσης μόνο η άμεση μπορεί να αξιοποιηθεί ενώ σε μικρότερους (έως 5) ένα κομμάτι της διάχυτης, κυρίως εξ ουρανού, είναι δυνατόν να αξιοποιηθεί.

3.3.2 Μαθηματική μοντελοποίηση ηλιακών συλλεκτών

Σε πρώτη φάση θα υπολογιστεί η ηλιακή ενέργεια που φτάνει στον ηλιακό συλλέκτη και στη συνέχεια θα παρουσιαστεί ο διαχωρισμός της σε ωφέλιμη ενέργεια και απώλειες. Οι απώλειες είναι οπτικές και θερμικές.

Ηλιακή ενέργεια στο συλλέκτη:

Η ηλιακή ενέργεια που αξιοποιεί ο επίπεδος ηλιακός συλλέκτης, σύμφωνα με το μοντέλο Liu-Jordan δίνεται από τη παρακάτω σχέση :

$$G_T = R_b \cdot G_b + G_d \cdot \left[\frac{1+\cos\beta}{2} \right] + G \cdot \rho \cdot \left[\frac{1-\cos\beta}{2} \right] \quad (3.26)$$

Η ηλιακή ενέργεια που αξιοποιεί ο επίπεδος συλλέκτης είναι η εξής :

$$Q_{\text{solar}} = A_C \cdot G_T \quad (3.27)$$

Για να υπάρχει βέλτιστη ενεργειακή αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας, η κλίση του συλλέκτη διαφοροποιείται ανάλογα με την εποχή [2.3]. Έτσι προκύπτει:

- ❖ Για ετήσια λειτουργία : $\beta = \varphi$
- ❖ Για θερινή λειτουργία : $\beta = \varphi - 15^\circ$
- ❖ Για χειμερινή λειτουργία : $\beta = \varphi + 15^\circ$

Οπτική και θερμική ανάλυση στο συλλέκτη:

Η ηλιακή ακτινοβολία η οποία φτάνει στην επιφάνεια του συλλέκτη δεν είναι δυνατόν να αξιοποιηθεί ολόκληρη, επειδή υπάρχουν θερμικές και οπτικές απώλειες. Οι οπτικές απώλειες δημιουργούνται επειδή υπάρχει το κάλυμμα το οποίο ανακλά ένα ποσοστό της ηλιακής ακτινοβολίας και επειδή η πλάκα απορρόφησης δεν είναι δυνατόν να απορροφήσει ολόκληρη την ηλιακή ακτινοβολία. Ο οπτικός βαθμός απόδοσης που έχει ο επίπεδος συλλέκτης είναι το γινόμενο της διαπερατότητας του καλύμματος (τ) επί την απορροφητικότητα της πλάκα (α). Στη πράξη, επειδή γίνονται επιπλέον εσωτερικές ανακλάσεις αυτή η ποσότητα αυξάνει 1% με 2% [3.3]. Έτσι ορίζεται το προσαυξημένο γινόμενο διαπερατότητας απορροφητικότητας:

$$(\tau\alpha)_e \approx 1.02 \cdot \tau \cdot \alpha \quad (3.28)$$

Και η απορροφούμενη ηλιακή ακτινοβολία ανά μονάδα επιφανείας ορίζεται:

$$S = (\tau\alpha)_e \cdot G_T \quad (3.29)$$

Η ωφέλιμη ισχύς μπορεί να υπολογιστεί με ισολογισμό ενέργειας στο ρευστό:

$$Q_u = m \cdot c_p \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (3.30)$$

και ο στιγμιαίος θερμικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως εξής:

$$n_{\text{th}} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (3.31)$$

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Οι θερμικές απώλειες μπορούν να υπολογιστούν μέσω του ολικού συντελεστή απωλειών ως εξής:

$$Q_L^{th} = A_C \cdot U_L \cdot (T_r - T_{am}) \quad (3.32)$$

Ο ολικός συντελεστής θερμικών απωλειών U_L βρίσκεται αν αθροιστεί ο συντελεστής απωλειών κορυφής U_t , απωλειών πυθμένος U_b και πλευρικών απωλειών U_e .

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (3.33)$$

Ο συντελεστής απωλειών κορυφής μπορεί να προσδιοριστεί αν εξεταστεί η μεταφορά θερμότητας από τη πλάκα προς το κάλυμμα και από το κάλυμμα προς το περιβάλλον.

Στη μόνιμη κατάσταση, αυτά τα ρεύματα θερμότητας είναι ίσα μεταξύ και έτσι προκύπτει η παρακάτω εξίσωση:

$$q_t = \frac{Q_t}{A_C} = h_{ca} \cdot (T_c - T_{am}) + \varepsilon_c \cdot (T_c^4 - T_{am}^4) = h_{rc} \cdot (T_r - T_{am}) + \frac{\sigma \cdot (T_r^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (3.34)$$

Σύμφωνα με τον ισολογισμό ενέργειας στον απορροφητήρα, η απορροφούμενη ηλιακή ενέργεια είναι ίση με την ωφέλιμη θερμότητα και τις θερμικές απώλειες. Για τον καθορισμό της ωφέλιμης θερμότητας, δηλαδή της θερμοκρασία εξόδου του ρευστού, είναι αναγκαίος ο προσδιορισμός του συντελεστή συναγωγής μεταξύ σωλήνα και νερού h_f . Γι αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί κάποια συσχέτιση από τη βιβλιογραφία, ανάλογα αν η ροή είναι στρωτή ή τυρβώδης. Τέτοιες σχέσεις θα αναφερθούν σε παρακάτω κεφάλαια εκτενώς (κεφάλαιο 3). Ένα χρήσιμο μέγεθος για την ανάλυση του συλλέκτη είναι ο παράγων απόδοσης του (η απώλεια συγκόλλησης έχει θεωρηθεί μηδενική):

$$F' = \frac{1/U_L}{W \cdot \left[\frac{1}{U_L \cdot (D_o + (W - D_o) \cdot F)} + \frac{1}{h_f \cdot \pi \cdot D_i} \right]} \quad (3.35)$$

όπου W η απόσταση μεταξύ σωλήνων, και η ποσότητα F ορίζεται ως εξής:

$$F = \frac{\tanh\left[\sqrt{\frac{U_L \cdot W - D_o}{k_r \cdot \delta}} \cdot \frac{W - D_o}{2}\right]}{\sqrt{\frac{U_L \cdot W - D_o}{k_r \cdot \delta}} \cdot \frac{W - D_o}{2}} \quad (3.36)$$

Ο παράγων ροής εκφράζει το λόγο της πραγματικά αποδιδόμενης θερμικής ισχύος προς τη μέγιστη δυνατή η οποία προκύπτει αν κάθε σημείο του απορροφητήρα είχε την αντίστοιχη θερμοκρασία του ρευστού. Το επόμενο σημαντικό μέγεθος είναι ο παράγοντας θερμικής απολαβής του συλλέκτη ο οποίος είναι σαν βαθμός απόδοσης εναλλάκτη μεταξύ ρευστού και απορροφητήρα.

$$F_R = \frac{Q_u}{(\tau\alpha) \cdot A_C \cdot G_T - A_C \cdot U_L \cdot (T_{in} - T_{out})} \quad (3.37)$$

Επίσης μπορεί να εκφραστεί και με τη παρακάτω σχέση η οποία έχει προκύψει από πιο λεπτομερή ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας στο συλλέκτη:

$$F_R = \frac{\dot{m}_c \cdot c_p}{A_r \cdot U_L} \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{A_r \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m}_c \cdot c_p}\right) \right] \quad (3.38)$$

Η επόμενος σημαντική παράμετρος για τον συλλέκτη είναι ο παράγων ροής του:

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m}_c \cdot c_p}{A_r \cdot U_L \cdot F'} \cdot [1 - \exp\left(\frac{A_r \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m}_c \cdot c_p}\right)] \quad (3.39)$$

Χρησιμοποιώντας τα μεγέθη που ορίστηκαν, είναι δυνατόν να γραφεί η σχέση που δίνει την ωφέλιμη ισχύ χωρίς να συμπεριλαμβάνεται η μέση θερμοκρασία του απορροφητήρα. Έτσι προκύπτει:

$$Q_u = F_R \cdot (\tau\alpha) \cdot G_T \cdot A_C - F_R \cdot U_L \cdot A_C \cdot (T_{in} - T_{am}) \quad (3.40)$$

Ο βαθμός απόδοσης του συλλέκτη μπορεί τώρα να γραφτεί και ως εξής, με βάση τη θερμοκρασία εισόδου του νερού:

$$\eta = F_R \cdot (\tau\alpha) - F_R \cdot U_L \cdot \left(\frac{T_{in} - T_{am}}{G_T}\right) \quad (3.41)$$

Αυτή η σχέση είναι πολύ χρήσιμη διότι στις συνήθεις περιπτώσεις είναι γνωστή η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού και όχι η θερμοκρασία του απορροφητήρα. Για τον υπολογισμό αυτής, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η παρακάτω σχέση:

$$T_r = T_{in} + \frac{Q_u}{A_r \cdot U_L \cdot F_R} (1 - F_R) \quad (3.42)$$

Τέλος, η μέση θερμοκρασία του νερού δίνεται από τη παρακάτω σχέση:

$$T_{fm} = T_{in} + \frac{Q_u}{A_r \cdot U_L \cdot F_R} (1 - F'') \quad (3.43)$$

3.4 Συστήματα ηλιακού κλιματισμού

Για την παραγωγή ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών καταναλώνεται μεγάλη ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας λόγω της ύπαρξης του συμπιεστή. Επίσης τα συστήματα αυτού του είδους, που χρησιμοποιούνται συνήθως σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού, λειτουργούν με συνθετικά ψυκτικά μέσα όπως οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), υδρο-χλωροφθοράνθρακες (HCFCs) και υδρο-φθοράνθρακες (HFCs) τα οποία όταν απελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα προκαλούν ρύπανση του περιβάλλοντος οξύνοντας το φαινόμενο του θερμοκηπίου [1.2]. Οι αρνητικοί αυτοί παράγοντες οδήγησαν στην εφαρμογή νέων τεχνολογιών για την παραγωγή ψύξης με βασικό χαρακτηριστικό την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας.

Τα συστήματα ηλιακής ψύξης που χρησιμοποιούνται διακρίνονται σε δύο κατηγορίες:

Κλειστού κύκλου συστήματα:

Είναι θερμοκίνητοι ψύκτες που παρέχουν ψυχρό νερό υπό εξάτμιση. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι ψύκτες απορρόφησης και προσρόφησης οι οποίοι πραγματοποιούν την μετατροπή της θερμικής ενέργειας σε ηλεκτρική. Λειτουργούν με θερμότητα και ελάχιστο ηλεκτρικό ρεύμα και ο συντελεστής συμπεριφοράς ορίζεται ως:

$$COP = \frac{Q_{\psi\kappa\tau\iota\kappa\acute{o}}}{Q_{in+P_{el}}} \approx \frac{Q_{\psi\kappa\tau\iota\kappa\acute{o}}}{Q_{in}} \quad (3.44)$$

Πρακτικά η ηλεκτρική κατανάλωση είναι αμελητέα και ο συντελεστής συμπεριφοράς ορίζεται ως ο λόγος της αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος προς τη θερμότητα που δίνεται

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

στο σύστημα. Τυπική τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς είναι γύρω στο 0.7 ενώ όταν χρησιμοποιούνται σύνθετες πολυβάθμιες μηχανές μπορεί να φτάσει μέχρι και την τιμή 1.4. Τέλος για να λειτουργήσουν οι μηχανές αυτές απαιτούν η πηγή θερμότητας να έχει θερμοκρασίες από 65°C και πάνω [3.5] κάτι που δίνει τη δυνατότητα για σύζευξη με ηλιοθερμικό σύστημα. Όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας τόσο καλύτερη είναι η απόδοση των μηχανών αυτών.

Ανοιχτού κύκλου συστήματα:

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

Παρακάτω παρατίθενται οι βασικότερες μηχανές που χρησιμοποιούνται σε συστήματα ηλιακής ψύξης. Μεγαλύτερη έμφαση θα δοθεί στο ψυκτικό κύκλο απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου-νερού διότι αυτός είναι ο συνηθέστερος κύκλος σε εφαρμογές ηλιακού κλιματισμού. Πιο συγκεκριμένα στην αρχή θα περιγραφούν τα κλειστά συστήματα ψύξης απορρόφησης και προσρόφησης και στο τέλος θα γίνει αναφορά στο ανοιχτό σύστημα ψύξης με αφυγραντικό μέσο.

3.4.1 Κλειστού κύκλου συστήματα ψύξης

• Ψύξη με απορρόφηση

Οι ψυκτικές μονάδες απορρόφησης είναι οι πιο διαδεδομένες παγκοσμίως για τα συστήματα ηλιακής ψύξης καταλαμβάνοντας το 60% των εγκαταστάσεων [3.6]. Στον ψυκτικό κύκλο απορρόφησης ο μηχανικός συμπιεστής αντικαθίσταται από τον απορροφητή και τον αναγεννητή ενώ η απαιτούμενη ενέργεια για τη λειτουργία του κύκλου απορρόφησης δίνεται υπό τη μορφή θερμότητας στον αναγεννητή. Σε αυτούς τους κύκλους χρησιμοποιούνται 2 εργαζόμενα μέσα, ένα μέσο απορρόφησης και ένα ψυκτικό μέσο. Στον παρακάτω πίνακα παρατίθενται τα πιο συνήθη εργαζόμενα μείγματα σε μηχανές απορρόφησης.

Ψυκτικό Μέσο	Μέσο Απορρόφησης
H ₂ O	Διάλυμα LiBr/H ₂ O
H ₂ O	Διάλυμα LiCl/H ₂ O
NH ₃	H ₂ O
NH ₃	LiBr
NH ₃	Γλυκερίνη

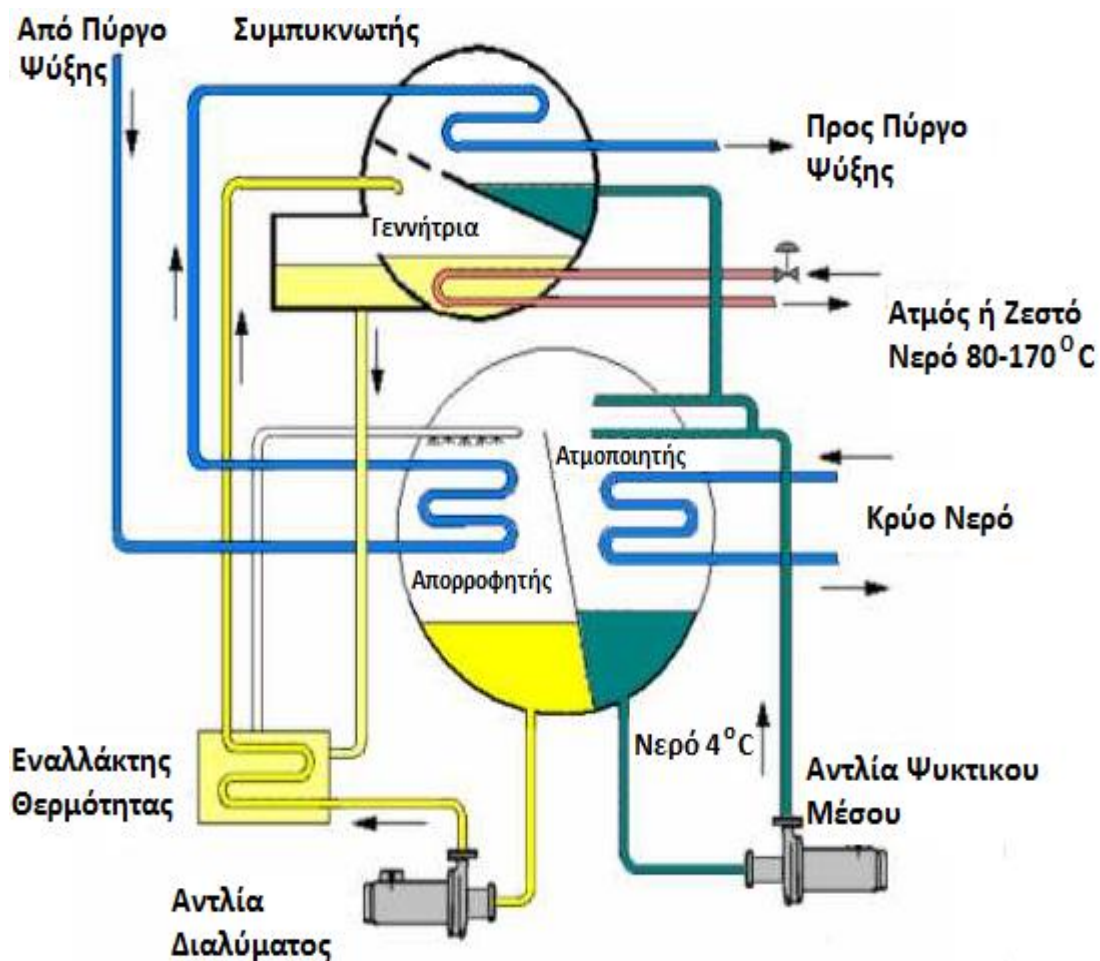
Πίνακας 3.4: Συνήθη εργαζόμενα μείγματα σε μηχανές απορρόφησης [2.3]

Ο συνηθέστερος κύκλος απορρόφησης είναι αυτός με διάλυμα βρωμιούχου λιθίου και νερό ενώ σύνθετες είναι και ο κύκλος νερού-αμμωνίας. Ο κύκλος βρωμιούχου λιθίου παράγει ψύξη σε θερμοκρασίες άνω των 4°C διότι το ψυκτικό του μέσο είναι το νερό

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

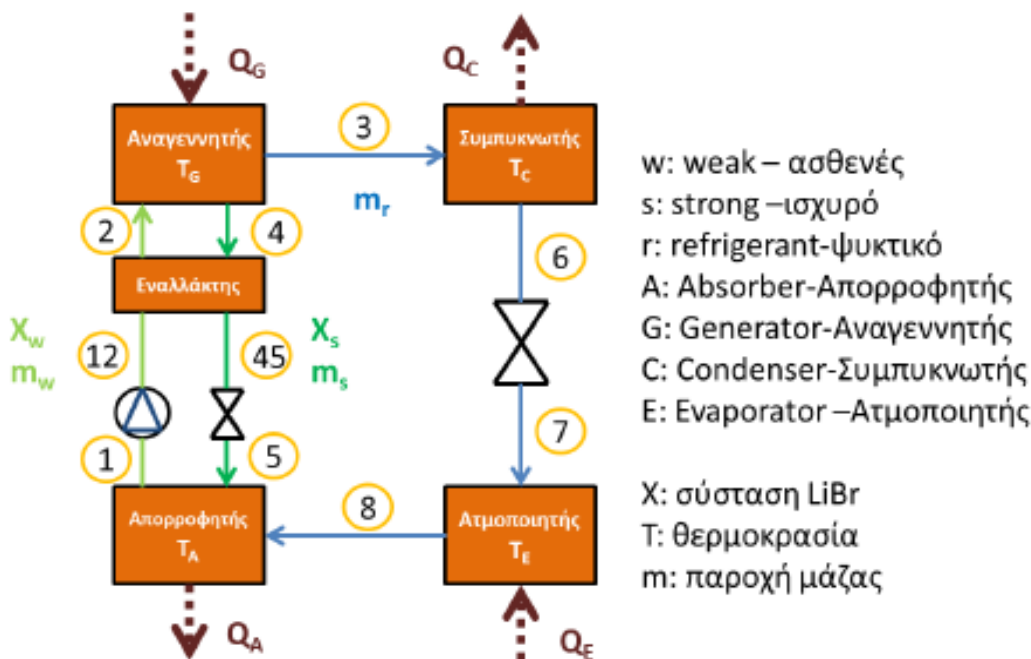
το οποίο σε χαμηλότερες θερμοκρασίες παγώνει. Για ψύξη σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες για βιομηχανικές εφαρμογές κυρίως χρησιμοποιείται η αμμωνία ως ψυκτικό μέσο και το νερό σαν μέσο απορρόφησης της αμμωνίας.

Ένας ψύκτης απορρόφησης αποτελείται από τον αναγεννητή και τον συμπυκνωτή οι οποίοι βρίσκονται στο τμήμα υψηλής πίεσης και τον απορροφητή και τον ατμοποιητή οι οποίοι βρίσκονται στο τμήμα χαμηλής πίεσης της μηχανής. Μεταξύ του αναγεννητή και του απορροφητή υπάρχει ένας εναλλάκτης θερμότητας για μεταφορά θερμότητα από το θερμό πυκνό διάλυμα προς το ψυχρότερο αραιό διάλυμα. Στην παρακάτω εικόνα που ακολουθεί αποτυπώνεται η τυπική διάταξη μιας μονάδα ψυκτικής απορρόφησης μίας βαθμίδας που λειτουργεί με διμερές μείγμα διάλυμα LiBr ως απορροφητικό μέσο και νερό ως ψυκτικό μέσο.



Εικόνα 3.5: Ψύκτης απορρόφησης μίας βαθμίδας με εργαζόμενο μέσο LiBr-H₂O

Παρακάτω παρατίθεται το μονογραμμικό σχήμα του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης [1.1]:



Εικόνα 3.6: Μονογραμμικό σχήμα ψυκτικού κύκλου απορρόφησης [1.1]

Στο παραπάνω σχήμα φαίνονται όλες οι συσκευές που συμμετέχουν στον ψυκτικό κύκλο και στον κύκλο απορρόφησης καθώς και τα αντίστοιχα ρεύματα. Οι πιέσεις στις οποίες λειτουργεί το σύστημα με εργαζόμενο μέσο το διάλυμα του βρωμιούχου λιθίου είναι χαμηλότερες της ατμοσφαιρικής ώστε να είναι δυνατή η πραγματοποίηση της ψύξης.

Στο άνω σχήμα με μπλε γραμμή παριστάνεται το ψυκτικό μέσο (νερό) ενώ το μέσο απορρόφησης (διάλυμα βρωμιούχου λιθίου) με πράσινη. Με πιο έντονο χρώμα επίσης παριστάνεται το ισχυρό διάλυμα ενώ με το πιο ανοιχτό χρώμα το ασθενές. Στην πραγματικότητα συνυπάρχουν δύο θερμοδυναμικοί κύκλοι οι οποίοι εκτελούνται παράλληλα, ο ψυκτικός κύκλος και ο κύκλος απορρόφησης.

Περιγραφή κύκλου απορρόφησης:

Η περιγραφή του κύκλου απορρόφησης ξεκινάει από το σημείο 1, όταν από τον απορροφητή εξέρχεται ασθενές κορεσμένο διάλυμα βρωμιούχου λιθίου το οποίο περιέχει αλάτι LiBr σε ποσοστό περίπου 55%-60%. Το διάλυμα αυτό περνά από την αντλία διαλύματος και αυξάνεται η πίεση του, με αμελητέα αύξηση της θερμοκρασίας του (σημείο 12). Η αντλία αυτή καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια η οποία συγκρινόμενη με την θερμική ενέργεια που προσδίδεται στον αναγεννητή είναι αμελητέα. Στη συνέχεια το διάλυμα περνά από τον εναλλάκτη θερμότητας στον οποίο θερμότητα από το ισχυρό διάλυμα μεταφέρεται στο ασθενές και αυξάνεται η θερμοκρασία του (σημείο 2) το οποίο εισέρχεται στον αναγεννητή. Στην πραγματικότητα η θερμότητα που πήρε από τον εναλλάκτη θερμότητας πρακτικά μειώνει την κατανάλωση θερμότητας στον αναγεννητή αυξάνοντας τον συντελεστή συμπεριφοράς της εγκατάστασης. Στον αναγεννητή θερμότητα δίνεται από την πηγή θερμότητας με συνέπεια ο ατμός που είναι αιχμαλωτισμένος στους κρυστάλλους του βρωμιούχου λιθίου απελευθερώνεται και

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

εξέρχεται προς τον συμπυκνωτή (σημείο 3). Το υπόλοιπο διάλυμα έτσι πλέον είναι πλούσιο σε βρωμιούχο λίθιο (σημείο 4) και εξέρχεται από το κάτω κομμάτι του αναγεννητή σε κορεσμένη κατάσταση περιέχοντας αλάτι σε ποσοστό 60%-65%. Στη συνέχεια οδηγείται στον εναλλάκτη όπου αποδίδει θερμότητα στο ασθενές ρεύμα και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση 45. Ακολούθως στραγγαλίζεται ισενθαλπικά έως την χαμηλή πίεση και επιστρέφει σε κατάσταση 5 στον απορροφητή.

Περιγραφή ψυκτικού κύκλου:

Ο παραγόμενος υπέρθερμος ατμός από τον αναγεννητή οδηγείται στο συμπυκνωτή όπου αποβάλλει θερμότητα προς το περιβάλλον έως την κατάσταση 6 (κορεσμένο νερό). Στη συνέχεια η πίεση του μειώνεται με την στραγγαλιστική βαλβίδα και παράγεται μείγμα νερού-ατμού καταστάσεως 7. Το μείγμα αυτό εισέρχεται στον ατμοποιητή και λαμβάνει το ψυκτικό φορτίο. Το ψυκτικό μέσο εξέρχεται από τον ατμοποιητή σε κατάσταση κορεσμένου ατμού(σημείο 8) ο οποίος οδηγείται προς τον απορροφητή και έτσι ο κύκλος κλείνει. Αξίζει να σημειωθεί πως στον απορροφητήρα εκλύεται θερμότητα κατά την αιχμαλώτιση ατμού στους κρυστάλλους του βρωμιούχου λιθίου.

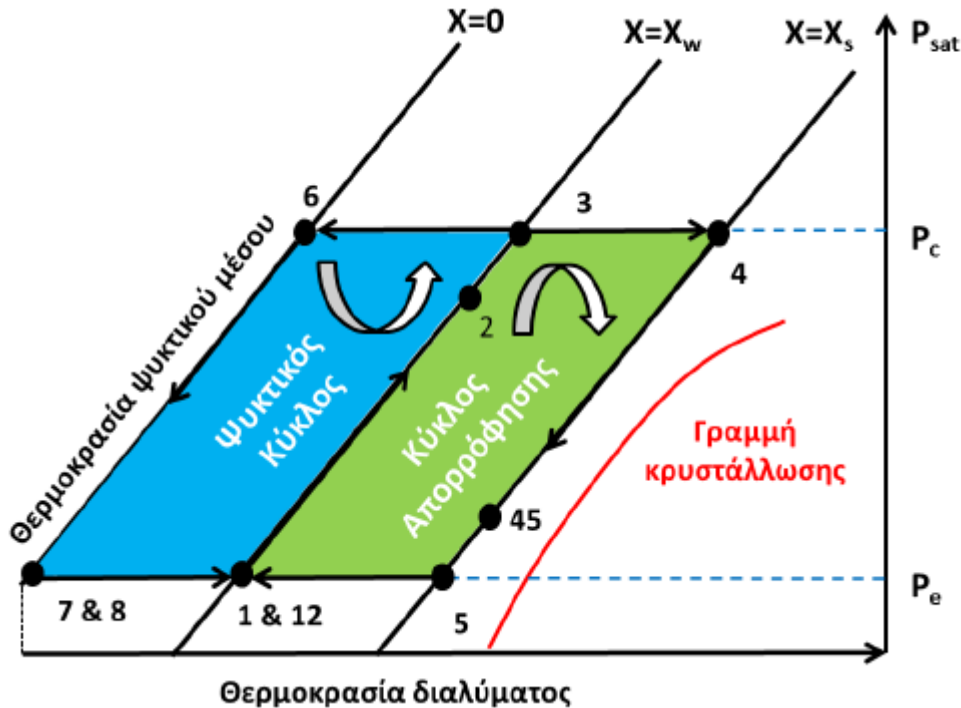
Στο κάτωθι σχήμα που ακολουθεί παριστάνονται οι μεταβολές του κύκλου απορρόφησης. Είναι εμφανές ότι οι δύο κύκλοι πραγματοποιούνται ταυτόχρονα έχοντας ορισμένα κοινά σημεία (1,12,2). Ο άξονας της πίεσης δείχνει την πίεση κορεσμού του ψυκτικού μέσου σε κάθε περίπτωση. Η κόκκινη γραμμή είναι η λεγόμενη γραμμή κρυστάλλωσης και θέτει περιορισμούς στη μέγιστη σύσταση του ισχυρού διαλύματος. Ένα φαινόμενο που παρατηρείται στους ψύκτες απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο LiBr-H₂O είναι η κρυσταλλοποίηση το οποίο πρέπει να λαμβάνεται σοβαρά υπόψη κατά το σχεδιασμό και τη λειτουργία του ψύκτη. Το βρωμιούχο λίθιο LiBr είναι ένα άλας και σε στέρεα κατάσταση έχει κρυσταλλική δομή. Όταν το LiBr διαλύεται στο νερό για κάθε περιεκτικότητα άλατος υπάρχει μία ελάχιστη θερμοκρασία διαλύματος. Κάτω από αυτήν την ελάχιστη θερμοκρασία το αλάτι αρχίζει να εγκαταλείπει το διάλυμα και κρυσταλλώνεται. Σε μία μηχανή απορρόφησης εάν η σύσταση του μείγματος αυξηθεί αρκετά πάνω από 65%-70% ή η θερμοκρασία διαλύματος φτάσει σε πολύ χαμηλά επίπεδα τότε υπάρχει κίνδυνος να δημιουργηθούν κρύσταλλοι αλατιού εντός της ροής και να διακοπεί ο κύκλος. Μεγαλύτερες πιθανότητες είναι να παρουσιαστεί στον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος διακόπτοντας τη λειτουργία του μηχανήματος Συνεπώς θα πρέπει πάντα ο κύκλος να βρίσκεται πιο αριστερά από αυτή την καμπύλη [3.7]

Η πιο συχνή αιτία της κρυστάλλωσης είναι η διαρροή αέρα μέσα στο μηχανήμα η οποία οδηγεί σε αυξημένη πίεση στον ατμοποιητή. Επίσης σε συνθήκες υψηλού φορτίου το σύστημα ελέγχου αυξάνει την εισαγωγή θερμότητας στον αναγεννητή με αποτέλεσμα αυξημένες συγκεντρώσεις διαλύματος σε σημείο όπου μπορεί να συμβεί η κρυστάλλωση [3.7].

Τέλος ένας άλλος λόγος που μπορεί να οδηγήσει στο φαινόμενο της κρυσταλλοποίησης είναι η διακοπή ρεύματος. Κατά την κανονική διακοπή λειτουργίας το μηχανήμα υποβάλλεται σε κύκλο αραίωσης το οποίο μειώνει τη συγκέντρωση του διαλύματος σε

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

όλη τη μηχανή. Σε μια τέτοια περίπτωση η μηχανή μπορεί να ψυχθεί σε θερμοκρασία περιβάλλοντος χωρίς να παρουσιαστεί κρυστάλλωση στο διάλυμα. Η κρυστάλλωση είναι πιο πιθανή να συμβεί όταν η μηχανή έχει σταματήσει ενώ λειτουργεί με πλήρες φορτίο με το ισχυρό διάλυμα να βρίσκεται στον εναλλάκτη θερμότητας [3.7].



Εικόνα 3.7: Μεταβολές κύκλου απορρόφησης [1.1]

Βασικές εξισώσεις:

Προκειμένου να πραγματοποιηθούν οι απαιτούμενοι υπολογισμοί στο κύκλο απορρόφησης πρέπει να γίνουν οι διάφοροι ισολογισμοί στις συσκευές της εγκατάστασης. Για την επίλυση αυτών των εγκαταστάσεων απαιτούνται ισολογισμοί ενέργειας και μάζας καθώς και ορισμένες παραδοχές.

Παραδοχές:

- Οι θερμοκρασίες απορρόφησης και συμπύκνωσης είναι παραπλήσιες ή μπορούν να θεωρηθούν και ίδιες
- Το έργο της αντλίας είναι αμελητέο και έτσι η θερμοκρασιακή ανύψωση σε αυτή αμελείται. Πρακτικά η αντλία είναι ένας κυκλοφορητής όπου προκαλεί ανύψωση πίεσης της τάξης του 0.1 bar και για αυτό η κατανάλωσή της είναι πάρα πολύ μικρή.
- Τα σημεία 1,4,45 και 5 είναι κορεσμένο υγρό στην αντίστοιχη πίεση ενώ το σημείο 8 είναι κορεσμένος ατμός. Αντιθέτως το σημείο 3 είναι υπέρθερμος ατμός.
- Οι μεταβολές 45→5 και 6→7 είναι άεργες και αδιαβατικές με αποτέλεσμα να θεωρούνται ισενθαλπικές.

$$h_{45} = h_5 \quad (3.45)$$

$$h_6 = h_7 \quad (3.46)$$

Ισολογισμοί Ενέργειας Στις Επιμέρους Συσκευές:

Αναγεννητής:

$$Q_G = \dot{m}_{str} \cdot h_4 + \dot{m}_r \cdot h_3 - \dot{m}_w \cdot h_2 \quad (3.47)$$

Απορροφητής:

$$Q_A = \dot{m}_r \cdot h_8 + \dot{m}_{str} \cdot h_5 - \dot{m}_w \cdot h_1 \quad (3.48)$$

Ατμοποιητής:

$$Q_E = \dot{m}_r \cdot (h_8 - h_7) \quad (3.49)$$

Συμπυκνωτής:

$$Q_C = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_6) \quad (3.50)$$

Εναλλάκτης Θερμότητας:

$$\dot{m}_w \cdot (h_2 - h_{12}) = \dot{m}_{str} \cdot (h_4 - h_{45}) \quad (3.51)$$

Ισολογισμοί μάζας:

Πραγματοποιούνται στον αναγεννητή ή στον απορροφητή. Συνήθως γίνεται ισολογισμός της συνολικής μάζας καθώς και της συνιστώσας του LiBr

$$\dot{m}_w = \dot{m}_s + \dot{m}_r \quad (3.52)$$

$$\dot{m}_{str} \cdot X_{str} = \dot{m}_w \cdot X_w \quad (3.53)$$

Τέλος για να περιγραφεί πλήρως το σύστημα απαιτείται μία εξίσωση ή μία παραδοχή για τον βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας. Επειδή η μετάδοση θερμότητας δεν είναι ιδανική συνήθως χρησιμοποιείται ο βαθμός εκμετάλλευσης ο οποίος ορίζεται παρακάτω και συνήθως έχει τιμές 50%-70% ανάλογα με τον σχεδιασμό του.

$$\eta_{hex} = \frac{h_4 - h_{45}}{h_4 - h_{12}} \quad (3.54)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις ο συντελεστής συμπεριφοράς της μηχανής γράφεται στη μορφή:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{h_8 - h_7}{h_3 + \frac{X_w}{X_{str} - X_w} \cdot (1 - \eta_{HEX}) \cdot h_4 - \frac{X_{str} - \eta_{HEX} \cdot X_w}{X_{str} - X_w} \cdot h_1} \quad (3.55)$$

Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης είναι αυτός του κύκλου Carnot και για τον κύκλο απορρόφησης υπολογίζεται ως εξής:

$$COP_c = \left(\frac{T_G - T_C}{T_g} \right) \cdot \left(\frac{T_E}{T_C - T_E} \right) \quad (3.56)$$

Ο λόγος των παραπάνω μεγεθών ονομάζεται λόγος απόδοσης (η_{COP}) και δείχνει κατά πόσο κοντά είναι ο κύκλος στον ιδανικό.

$$\eta_{COP} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (3.57)$$

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Σε ηλιακές εγκαταστάσεις επίσης ορίζεται ο ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς (Solar COP) ως εξής:

$$SCOP = \frac{Q_E}{Q_{solar}} \quad (3.58)$$

Τέλος εκτός από τον συντελεστή συμπεριφοράς ένα άλλο μέτρο επίδοσης του συστήματος είναι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Πρακτικά ορίζεται σαν το λόγο της εξέργειας του ρεύματος ψύξης (E_u) προς την εξέργεια της θερμότητας που εισάγεται στον αναγεννητή (E_G). Το πλιν στην κάτωθι σχέση έχει λογιστική σημασία έτσι ώστε όλα τα ρεύματα εξέργειας να είναι θετικά.

$$E_E = -Q_E \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_E}\right) \quad (3.59)$$

$$E_G = Q_G \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_G}\right) \quad (3.60)$$

Έτσι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ψύκτη ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{ex} = \frac{E_E}{E_G} \quad (3.61)$$

Τέλος ορίζεται και ο εξεργειακός βαθμός της εγκατάστασης ως ο λόγος της εξέργειας του ρεύματος ψύξης (E_u) προς την εξέργεια της θερμότητας που εισάγεται στους ηλιακούς συλλέκτες (E_{solar})

$$E_{solar} = Q_{solar} \cdot \Psi \quad (3.62)$$

όπου το Ψ είναι παράγοντας εξέργειας της ηλιακής ενέργειας και δίνεται από την σχέση του Petela [3.8] διότι ο ήλιος είναι θερμοδοχείο ακτινοβολίας και όχι θερμότητας:

$$\Psi = 1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{T_o}{T_{sun}}\right) + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_o}{T_{sun}}\right)^4 \quad (3.63)$$

Έτσι ο εξεργειακός βαθμός της συνολικής εγκατάστασης (ηλιακό πεδίο με ψύκτη απορρόφησης) ορίζεται ως:

$$\eta_{ex,system} = \frac{E_E}{E_{solar}} \quad (3.64)$$

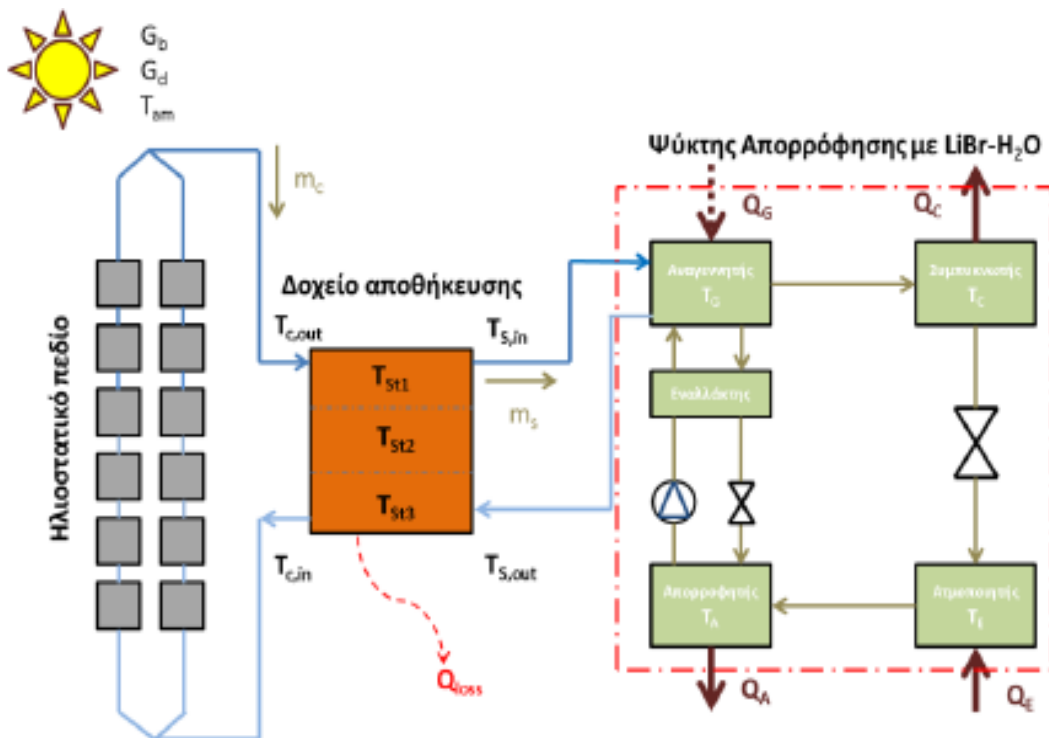
Κυριότερες κατηγορίες κύκλων ψύξης με απορρόφηση:

Οι κύριες διατάξεις των ψυκτών απορρόφησης που επικρατούν σήμερα είναι:

- ❖ Μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης
- ❖ Ψύκτης απορρόφησης μισού σταδίου
- ❖ Ψύκτης απορρόφησης με εγχυτήρα
- ❖ Διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης
- ❖ Τριβάθμιος ψύκτης απορρόφησης

Μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης (single effect absorption chiller)

Τα περισσότερα συστήματα ψύξης με απορρόφηση χρησιμοποιούν ένα μονοβάθμιο κύκλος απορρόφησης ο οποίος στις περισσότερες περιπτώσεις λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο διμερές μείγμα LiBr-H₂O. Για την λειτουργία του συστήματος είναι απαραίτητη η ύπαρξη πηγής θερμότητας. Στην πλειονότητα των περιπτώσεων για την απαιτούμενη θερμότητα χρησιμοποιούνται ηλιακοί επίπεδοι συλλέκτες ή συλλέκτες κενού. Παρακάτω παρατίθεται μια τυπική σχηματική απεικόνιση ενός μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης έχοντας ως πηγή θερμότητας ηλιακούς συλλέκτες.



Εικόνα 3.8: Μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης με χρήση ηλιακών συλλεκτών [1.1]

Στον αναγεννητή το ψυκτικό διαχωρίζεται από το απορροφητικό λόγω θερμότητας που παρέχεται από την εξωτερική πηγή θερμότητας. Το ψυκτικό –ατμός συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή και στην συνέχεια εισέρχεται στην εκτονωτική βαλβίδα όπου παρατηρείται πτώση πίεσης. Ακολούθως εισέρχεται στον ατμοποιητή όπου εξατμίζεται σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία. Το ψυχρό ψυκτικό απορροφάται στον απορροφητή από το ισχυρό διάλυμα (υψηλή περιεκτικότητα σε LiBr) που προέρχεται από τον αναγεννητή μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας. Το ασθενές διάλυμα που δημιουργείται στον απορροφητή (χαμηλή περιεκτικότητα σε LiBr) οδηγείται μέσω μίας αντλίας στον αναγεννητή. Για την βελτίωση και καλύτερη απόδοση του κύκλου χρησιμοποιείται και ένας εναλλάκτης θερμότητας μεταξύ του απορροφητή και του αναγεννητή. Επειδή η απορρόφηση είναι εξώθερμη μεταβολή ο απορροφητής ψύχεται με νερό ψύξης [1.2]

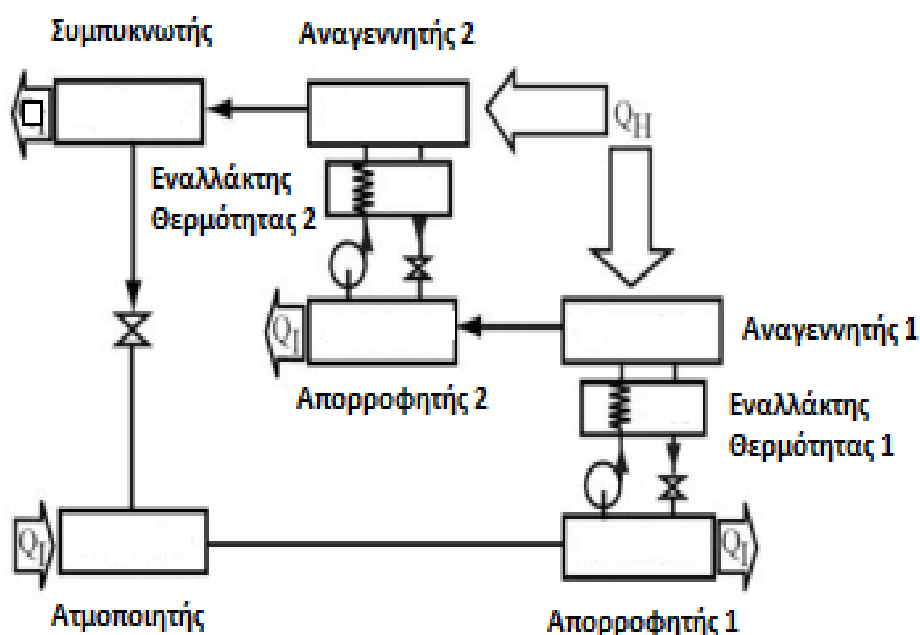
Ο μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης είναι η απλούστερη από τις διατάξεις του κύκλου απορρόφησης. Η απόδοση του συστήματος αυτού εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από το εργαζόμενο μέσο. Την βέλτιστη απόδοση το σύστημα την εμφανίζει με ένα μη πτητικό υγρό και συγκεκριμένα με το διμερές μείγμα βρωμιούχου λιθίου-νερού (LiBr-H₂O). Αν

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

το σύστημα λειτουργεί με πτητικό μέσο όπως το διμερές μείγμα της αμμωνίας με το νερό ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) τότε αυτό εξατμίζεται εύκολα με αποτέλεσμα να μειώνεται η απόδοση του συστήματος. Για το λόγο αυτό είναι αναγκαία η ύπαρξη ενός ανορθωτή πριν από το συμπυκνωτή για να παρέχεται καθαρό ψυκτικό μέσο [1.2].

Ψύκτης απορρόφησης μισού σταδίου(half stage absorption chiller)

Το σύστημα απορρόφησης μισού σταδίου χρησιμοποιείται σε εφαρμογές όπου η θερμοκρασία που επιτυγχάνεται από την πηγή θερμότητας είναι σχετικά χαμηλή. Ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) που επιτυγχάνεται σε αυτή τη διάταξη είναι ο μισός από τον αντίστοιχο συντελεστή συμπεριφοράς του μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης. Η διάταξη αυτού του τύπου πρόκειται για ένα συνδυασμό δύο μονοβάθμιων κύκλων οι οποίοι όμως λειτουργούν σε διαφορετικά επίπεδα πίεσης [3.9]. Παρακάτω παρατίθεται η σχηματική διάταξη ενός τυπικού ψύκτη απορρόφησης μισού σταδίου.



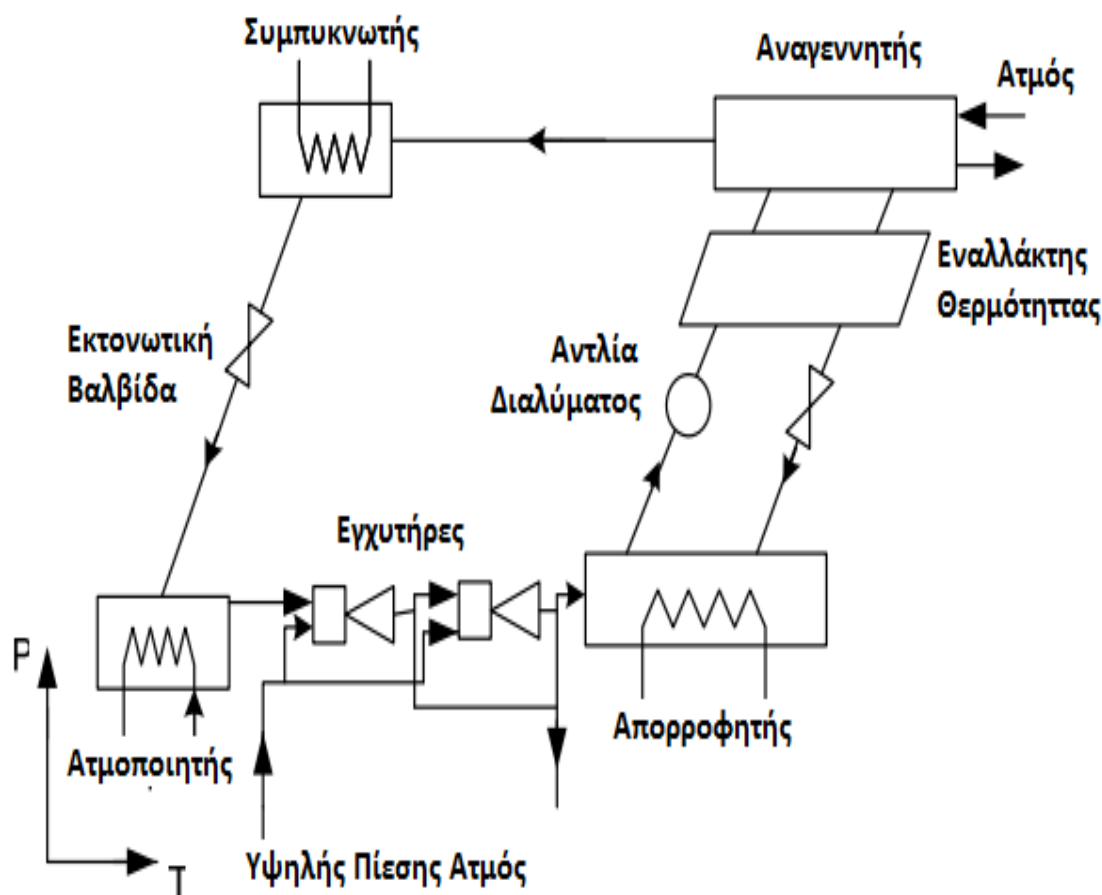
Εικόνα 3.9: Ψύκτης απορρόφησης μισού σταδίου [3.9]

Όπως αποτυπώνεται και στην παραπάνω εικόνα ο απορροφητής 2 και ο αναγεννητής 1 λειτουργούν στην ίδια ενδιάμεση πίεση. Θερμότητα από τις εξωτερικές πηγές μεταφέρεται προς τους αναγεννητές ενώ οι δύο απορροφητές απορρίπτουν θερμότητα προς το περιβάλλον. Μια τυπική απόδοση του συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη απορρόφησης μισού σταδίου είναι γύρω στο 0.5 εξαιτίας του γεγονότος ότι απορρίπτονται μεγαλύτερα ποσά θερμότητας προς το περιβάλλον από ότι στον μονοβάθμιο ψύκτη παρόλα αυτά όπως προαναφέρθηκε το σύστημα αυτό μπορεί να λειτουργήσει με πηγή θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας.

Ψύκτης απορρόφησης με εγχυτήρα (absorption chiller with ejector)

Το σύστημα αυτό προτάθηκε το 1991 από τον Oliveira Jr [3.10]. Το κύριο χαρακτηριστικό του είναι η παραγωγή ψυχρού νερού σε καθορισμένες συνθήκες καθώς και η ύπαρξη εγχυτήρων μεταξύ του απορροφητή και του ατμοποιητή. Η λειτουργία του είναι παρόμοια με αυτή του μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης και ο αριθμός των εγχυτήρων εξαρτάται από την ανύψωση πίεσης του ατμού που απελευθερώθηκε στον ατμοποιητή. Ο κάθε εγχυτήρας λειτουργεί με λόγο πίεσης περίπου 2 με συνέπεια ο ατμός από τον ατμοποιητή να οδηγείται στον απορροφητή με αυξημένη πίεση. Έτσι ο απορροφητής λειτουργεί σε μεγαλύτερο επίπεδο πίεσης από τον ατμοποιητή. Το βασικό πλεονέκτημα του συστήματος αυτού είναι το γεγονός ότι όταν χρειαστεί το σύστημα να λειτουργεί με χαμηλή θερμοκρασία ατμοποιητή ή με υψηλή θερμοκρασία απορροφητή (στην περίπτωση αερόψυκτης μονάδας) μπορεί να αποτρέπεται η κρυσταλλοποίηση με τη ρύθμιση της πίεσης του απορροφητή.

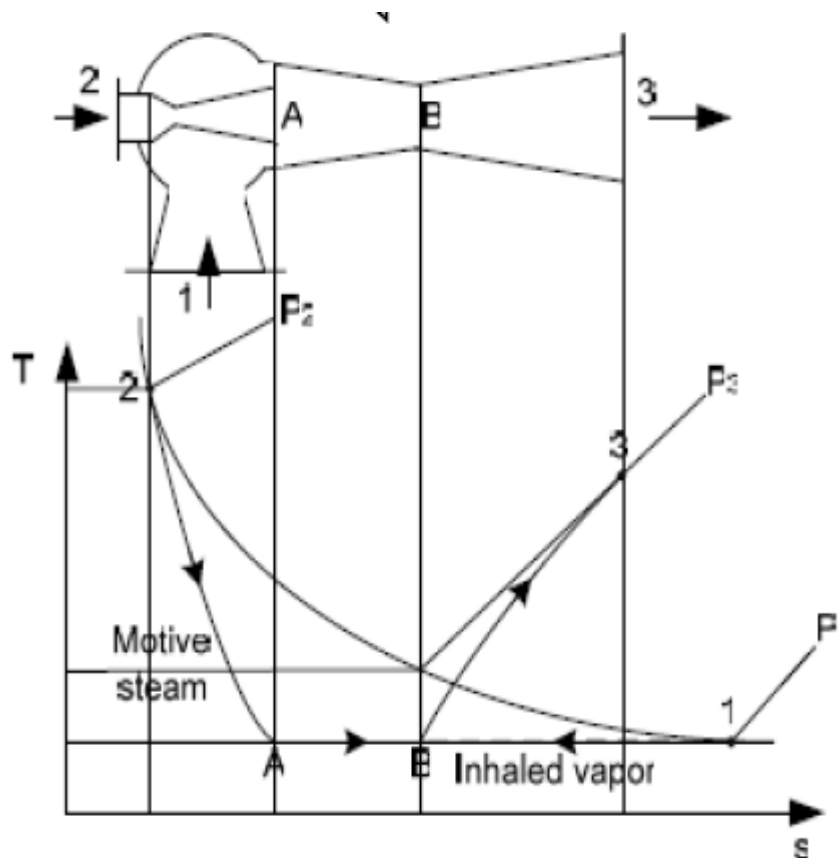
Παρακάτω παρατίθεται μια τυπική διάταξη ενός ψύκτη απορρόφησης με εγχυτήρες.



Εικόνα 3.10: Ψύκτης απορρόφησης με εγχυτήρες [3.10]

Στην κάτωθι εικόνα που ακολουθεί παρουσιάζεται ο τρόπος λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης με εγχυτήρες. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου που βρίσκεται σε χαμηλή πίεση εισέρχεται στο εγχυτήρα στο σημείο 1 και απορροφάται από τον ατμό υψηλής πίεσης στο σημείο B. Στην έξοδο του εγχυτήρα δηλαδή στο σημείο 3 η πίεση του ανυψώνεται (λόγος πίεσης περίπου 2). Αυτός ο ατμός που εξέρχεται από τον πρώτο

εγχυτήρα εισέρχεται σε ένα δεύτερο για να ανυψωθεί εκ νέου η πίεση του στο επίπεδο του απορροφητή. Ο ατμός στη συνέχεια απορροφάται από το διάλυμα που προέρχεται από τον αναγεννητή [3.10].

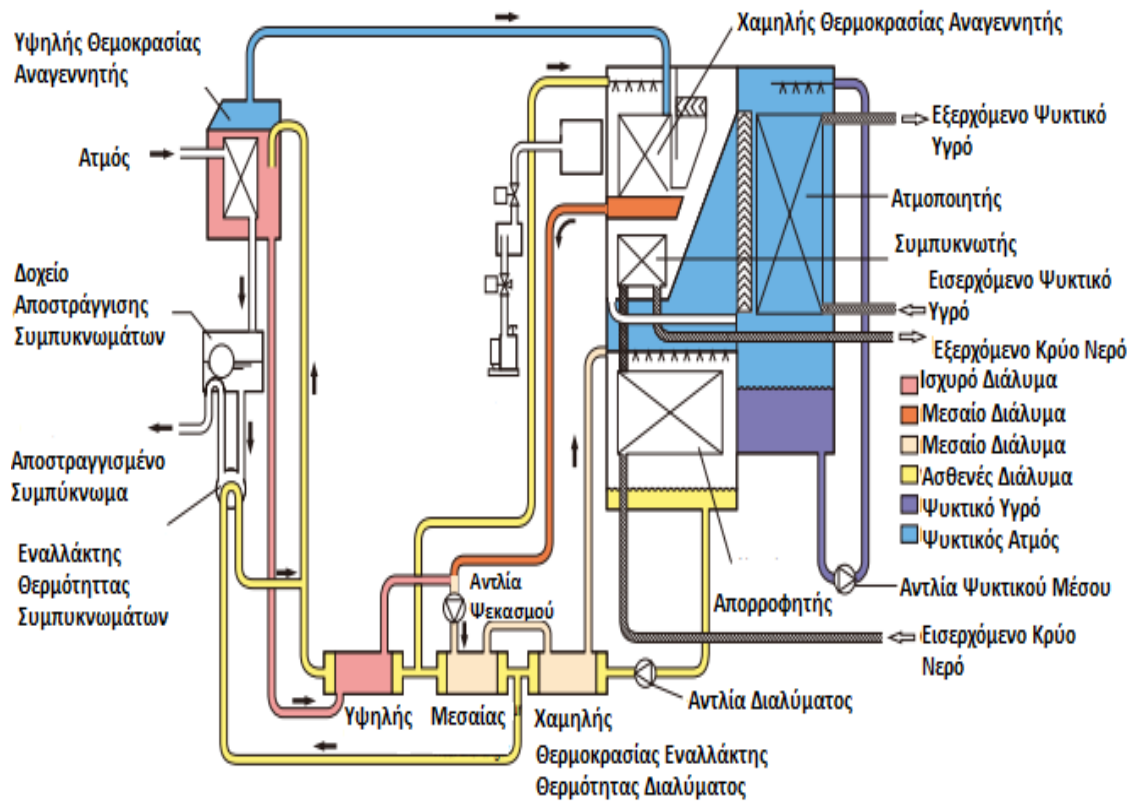


Εικόνα 3.11: Τρόπος λειτουργίας εγχυτήρων [3.10]

Διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης (double effect absorption chiller)

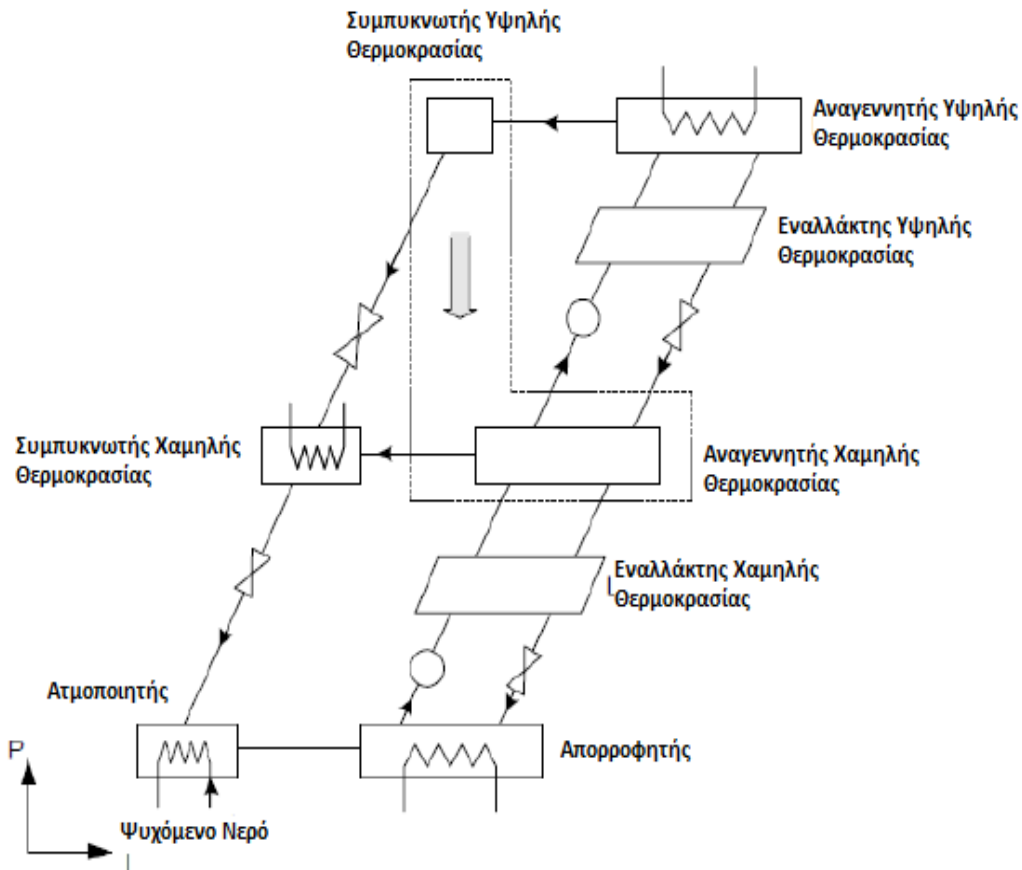
Ένας από τους περιορισμούς του μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης είναι ότι δεν μπορεί να επωφεληθεί από την δυνατότητα υψηλότερης θερμοκρασίας των πηγών θερμότητας για να επιτύχει υψηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς COP. Ο συντελεστής συμπεριφοράς ενός μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης κυμαίνεται μεταξύ 0.7-0.8. Περαιτέρω αύξηση της θερμότητας εισόδου δεν επηρεάζει την αποδοτικότητα του ψύκτη [3.10]. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με ένα διβάθμιο ψύκτη απορρόφησης. Η τεχνολογία αυτή πρωτοξεκίνησε το 1956 χρησιμοποιώντας μια πηγή θερμότητας σε υψηλότερες θερμοκρασίες με εργαζόμενο μέσο διμερές μείγμα LiBr-H₂O [1.2].

Οι διβάθμιοι ψύκτες απορρόφησης είναι συνήθως εγκατεστημένοι σε μεγάλες εφαρμογές όπως κτίρια γραφείων, ξενοδοχεία, νοσοκομεία, πανεπιστήμια κ.τ.λ. Είναι επίσης ιδανικοί για εφαρμογή σε περιπτώσεις όπου υπάρχει μεγάλη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας καθώς χρησιμοποιούν δύο στάδια επανασυγκέντρωσης του διαλύματος βρωμιούχου λιθίου με συνέπεια την αυξανόμενη απόδοση του ψύκτη και ταυτόχρονα την μείωση της κατανάλωσης ενέργειας [3.10]. Παρακάτω αποτυπώνεται ο ψυκτικός κύκλος ενός διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης.



Εικόνα 3.12: Σχηματική διάταξη διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης [3.11]

Ο πλήρης ψυκτικός κύκλος περιλαμβάνει τρία διαφορετικά επίπεδα πίεσης, υψηλής, μεσαίας και χαμηλής. Η θερμότητα μεταφέρεται μέσα στον κύκλο στον αναγεννητή υψηλής πίεσης και στον ατμοποιητή. Η θερμότητα μεταφέρεται έξω από τον κύκλο στον απορροφητή και στον συμπυκνωτή μεσαίας πίεσης. Ο διβάθμιος ψυκτικός κύκλος περιλαμβάνει δύο εναλλάκτες θερμότητας διαλύματος που έχουν παρόμοιο ρόλο στο κύκλωμα του διαλύματος με τον αντίστοιχο του μονοβάθμιου κύκλου. Αξίζει να σημειώσουμε ότι στον διβάθμιο ψυκτικό κύκλο έχουμε εσωτερική συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του συμπυκνωτή υψηλής πίεσης και του αναγεννητή μεσαίας πίεσης. Στην πράξη αυτό επιτυγχάνεται με την ενσωμάτωση των δύο συνιστωσών σε μία ενιαία διάταξη μεταφοράς θερμότητας. Η μία πλευρά του εναλλάκτη είναι ο συμπυκνωτής υψηλής πίεσης και η άλλη πλευρά είναι ο αναγεννητής μεσαίας πίεσης. Ακολουθεί το μονογραμμικό διάγραμμα ενός τυπικού διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης [3.10].



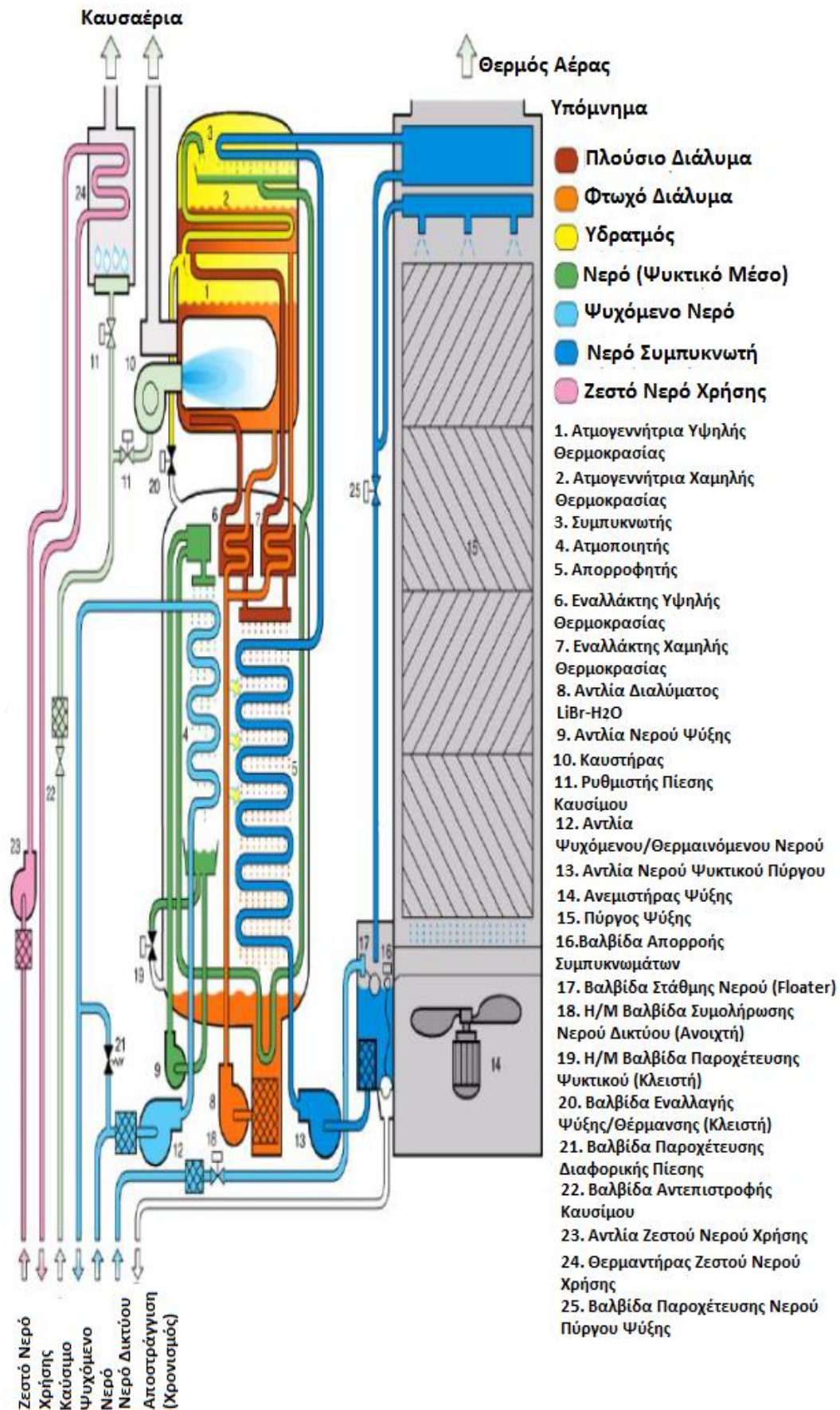
Εικόνα 3.13: Μονογραμμικό διάγραμμα διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης [3.10]

Κατά την τελευταία δεκαετία ο συντελεστής συμπεριφοράς των συστημάτων απορρόφησης διβάθμιου κύκλου έχει φτάσει να κυμαίνεται μεταξύ των τιμών 1.1 έως και 1.2, πράγμα το οποίο σημαίνει ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς ενός διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης είναι σχεδόν διπλάσιος από τον αντίστοιχο ενός μονοβάθμιου ψυκτικού κύκλου απορρόφησης. Χαρακτηριστικό παράδειγμα εγκατάστασης και εφαρμογής ενός διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης αποτελεί το Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο (Ε.Μ.Π) όπου από το 2010 έχει εγκατασταθεί στο εργαστήριο θερμοδυναμικής ένας διβάθμιος σύστημα απορρόφησης ονομαστικής ισχύος 16 kW. Το απορροφητικό μέσο που χρησιμοποιείται είναι το βρωμιούχο λιθίο (LiBr) ενώ η θερμοκρασία εισαγωγής του θερμού νερού στον αναγεννητή είναι 160°C. Ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη έχει υπολογιστεί ίσος με 1.1 [3.11].



Εικόνα 3.14: Διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης στο Ε.Μ.Π [3.12]

Όπως προαναφέρθηκε το σύστημα ψύξης με διβάθμια απορρόφηση επιτυγχάνει καλύτερη θερμική απόδοση από το αντίστοιχο με μονοβάθμια απορρόφηση. Για να καταστεί αυτό δυνατό χρειάζεται μεγαλύτερη θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται συνήθως συγκεντρωτικοί συλλέκτες ή συλλέκτες με σωλήνες κενού ή συμβατικά καύσιμα όπως το φυσικό αέριο. Παρακάτω παρατίθεται το διάγραμμα ροής του διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης που είναι εγκατεστημένος στο Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.



Εικόνα 3.15: Διάγραμμα ροής διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης στο Ε.Μ.Π [3.12]

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Τα κυριότερα μέρη της ψυκτικής αυτής εγκατάστασης είναι [3.12]:

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

Ο ψύκτης αποτελείται από δύο δοχεία, το πάνω δοχείο που αποτελείται από τον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας, τον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας και τον συμπυκνωτή και το κάτω δοχείο που περιλαμβάνει τον ατμοποιητή, τον απορροφητή και τους εναλλάκτες υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας.

Αρχή λειτουργίας διβάθμιου ψύκτη απορρόφησης στο Ε.Μ.Π:

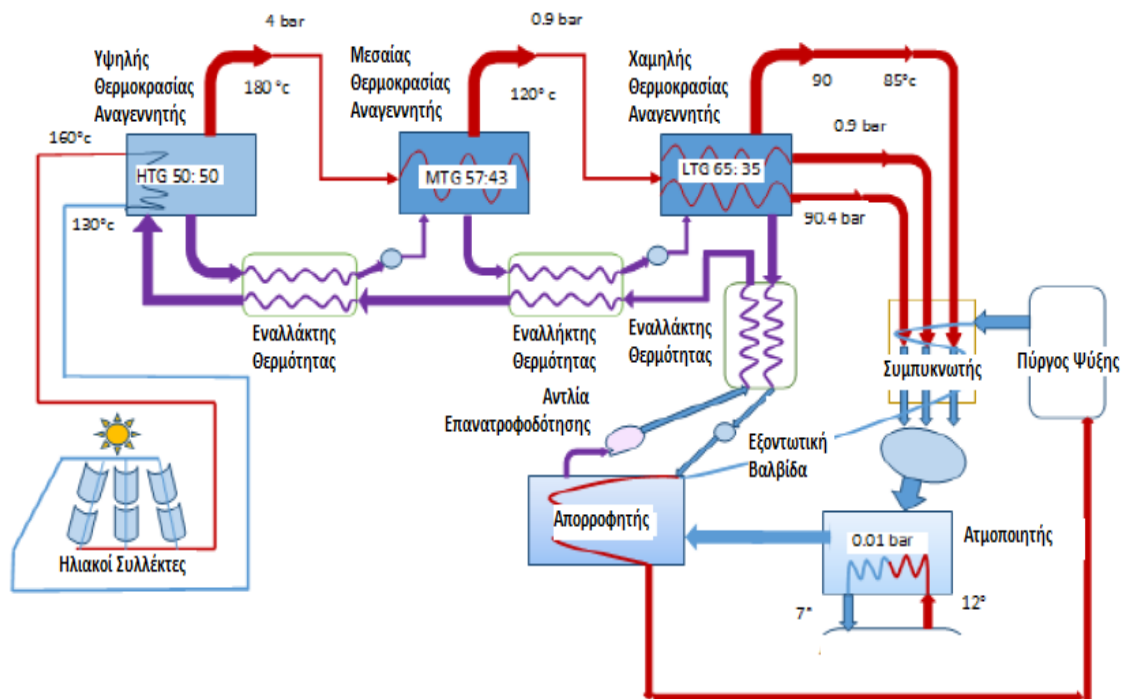
- Το ψυχόμενο νερό θερμοκρασίας 14°C εισέρχεται στο εσωτερικό των χάλκινων σωλήνων του ατμοποιητή και το ψυκτικό μέσο (νερό θερμοκρασίας 4°C) ψεκάζεται στο εξωτερικό των σωλήνων υπό συνθήκες κενού. Το ψυκτικό μέσο με αυτό τον τρόπο απορροφά θερμότητα από το ψυχόμενο νερό και εξατμίζεται. Συνεπώς η θερμοκρασία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

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

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

Τριβάθμιος ψύκτης απορρόφησης (triple effect absorption chiller)

Η ανάγκη για να επιτευχθεί ακόμη μεγαλύτερη απόδοση και βελτίωση της επίδοσης του ψυκτικού κύκλου οδήγησαν στην κατασκευή του τριβάθμιου ψύκτη απορρόφησης. Ο πρώτος τριβάθμιος ψύκτης απορρόφησης που χρησιμοποίησε διμερές μείγμα LiBr-H₂O κατασκευάστηκε στις 5 Οκτωβρίου του 1977 [3.13] ενώ έκτοτε στην Ιαπωνία κυρίως έχουν μελετηθεί αρκετοί συνδυασμοί διαφόρων ψυκτικών και απορροφητικών μέσων ώστε να επιτευχθεί η καλύτερη δυνατή απόδοση του ψύκτη κυρίως σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης. Στην πραγματικότητα ο τριβάθμιος ψύκτης απορρόφησης πρόκειται για ένα διβάθμιο ψύκτη απορρόφησης με την προσθήκη ενός ακόμα αναγεννητή και ενός εναλλάκτη θερμότητας. Παρακάτω ακολουθεί η σχηματική απεικόνιση ενός τυπικού τριβάθμιου ψύκτη απορρόφησης με τη χρήση ηλιακών συλλεκτών [3.14].



Εικόνα 3.16: Τριβάθμια ψύκτης απορρόφησης με χρήση ηλιακών συλλεκτών [3.14]

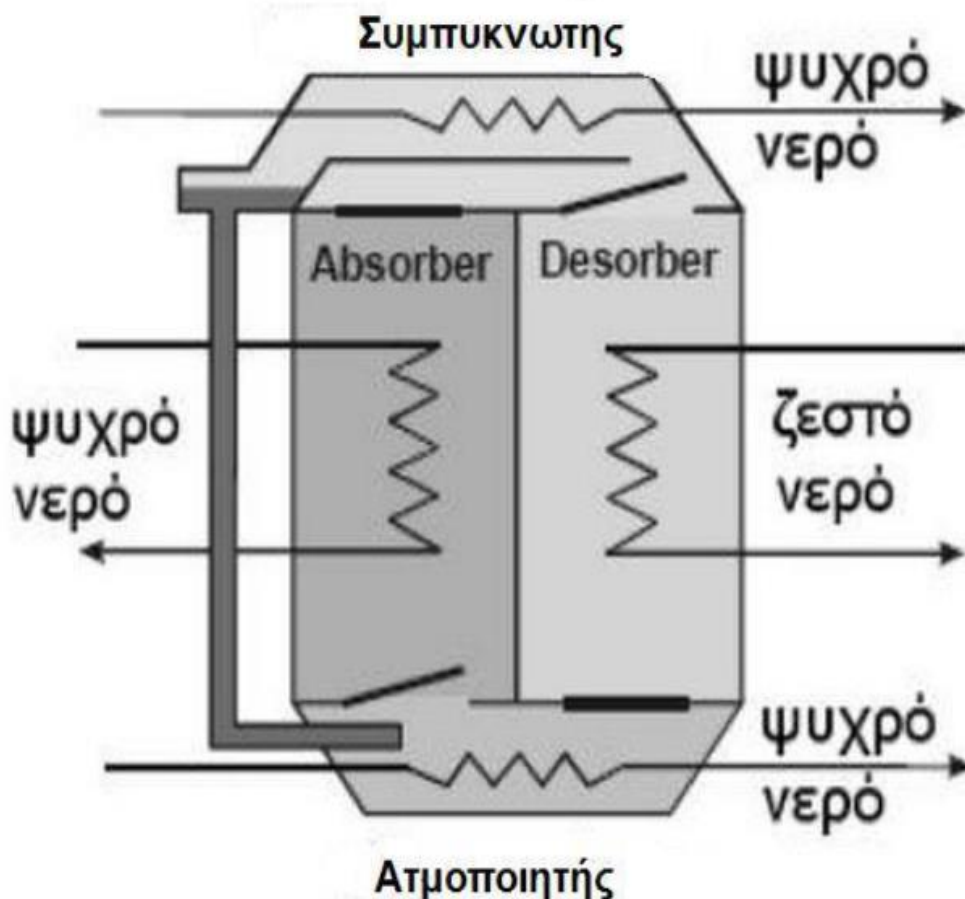
Το σύστημα τριβάθμιας ψύξης που παρουσιάζεται παραπάνω αποτελείται από δύο σημαντικά μέρη, το σύστημα με τους ηλιακούς συλλέκτες και το σύστημα του κύκλου απορρόφησης. Στους τριβάθμιους ψύκτες απορρόφησης στην πλειονότητα των περιπτώσεων χρησιμοποιείται ως απορροφητικό μέσο το βρωμιούχο λιθιο (LiBr) και σαν ψυκτικό μέσο το νερό (H_2O). Το ισχυρό διάλυμα (υψηλή περιεκτικότητα σε LiBr) που περιέχεται στον υψηλής θερμοκρασίας αναγεννητή θερμαίνεται από την ηλιακή ενέργεια που απορροφούν οι συλλέκτες. Συνήθως χρησιμοποιούνται είτε παραβολικοί συλλέκτες ή συλλέκτες με σωλήνες κενού. Ακολούθως το νερό μετατρέπεται σε ατμό και εισέρχεται στον μεσαίας θερμοκρασίας αναγεννητή. Στη συνέχεια εξαιτίας του υψηλά θερμαινόμενου νερού που προέρχεται από τον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας το νερό που βρίσκεται στο μεσαίας θερμοκρασίας αναγεννητή μετατρέπεται σε ατμό και οδηγείται στον χαμηλής θερμοκρασίας αναγεννητή ενώ συγχρόνως το LiBr οδηγείται από τον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας σε αυτόν της χαμηλής μέσω των εναλλακτών θερμότητας. Τελικώς όλος ο ατμός και από τους τρεις αναγεννητές καταλήγει στον συμπυκνωτή όπου ψύχεται με την βοήθεια του παρεχόμενου νερού από τον πύργο ψύξης. Ο ατμός συμπυκνώνεται απορρίπτοντας θερμότητα και μετατρέπεται σε υγρή μορφή σε υψηλή πίεση. Το ψυκτικό μέσο διέρχεται μέσα από την εξοντωτική βαλβίδα και ατμοποιείται στον ατμοποιητή απορροφώντας θερμότητα από το περιβάλλον. Λόγω της χαμηλής πίεσης στον απορροφητή το διάλυμα LiBr από τον εναλλάκτη θερμότητας συγκεντρώνεται στον απορροφητή όπου αναμιγνύεται με το νερό που προέρχεται από τον ατμοποιητή. Έτσι αυτό το απορροφητικό και ψυκτικό διάλυμα επανατροφοδοτείται μέσω αντλίας και των εναλλακτών θερμότητας στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας ολοκληρώνοντας τον ψυκτικό κύκλο του συστήματος. Τέλος ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) τέτοιων συστημάτων κυμαίνεται μεταξύ των τιμών 1.6 έως και 1.7 [3.14].

- Ψύξη με προσρόφηση

Η ψύξη με προσρόφηση είναι μία μέθοδος ψύξης που αντί υγρού διαλύματος βασίζεται στην προσρόφηση αέριων ουσιών σε ειδικά στερεά πορώδη απορροφητικά υλικά. Ο κύκλος προσρόφησης είναι ένας ημισυνεχής κύκλος ο οποίος αξιοποιεί μία πηγή θερμότητας (π.χ. ηλιακά). Η αρχή λειτουργίας είναι παρόμοια με αυτή του ψύκτη απορρόφησης μόνο που τώρα υπάρχει προσρόφηση και όχι απορρόφηση αερίου το οποίο εξέρχεται από τον ατμοποιητή της εγκατάστασης. Τα διαθέσιμα στην αγορά συστήματα ψύξης με προσρόφηση χρησιμοποιούν συνήθως νερό ως ψυκτικό μέσο και ξυλάνθρακα, χαλαζιακή άμμο και silica gel ως ροφητικό υλικό [2.2].

Αρχή λειτουργίας ψύξης με προσρόφηση:

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω πρόκειται για ένα περιοδικό ημισυνεχή κύκλο ο οποίος περιλαμβάνει τουλάχιστον 2 διαφορετικούς θαλάμους με το υλικό προσρόφησης ώστε να μπορέσει να επιτευχθεί συνεχής ψυκτική λειτουργία. Οι δύο θάλαμοι εναλλάσσουν την λειτουργία τους μεταξύ προσρόφησης και εκρόφησης ανάλογα με την φάση που βρίσκεται το σύστημα. Παρακάτω παρατίθεται η σχηματική απεικόνιση του κύκλου προσρόφησης.

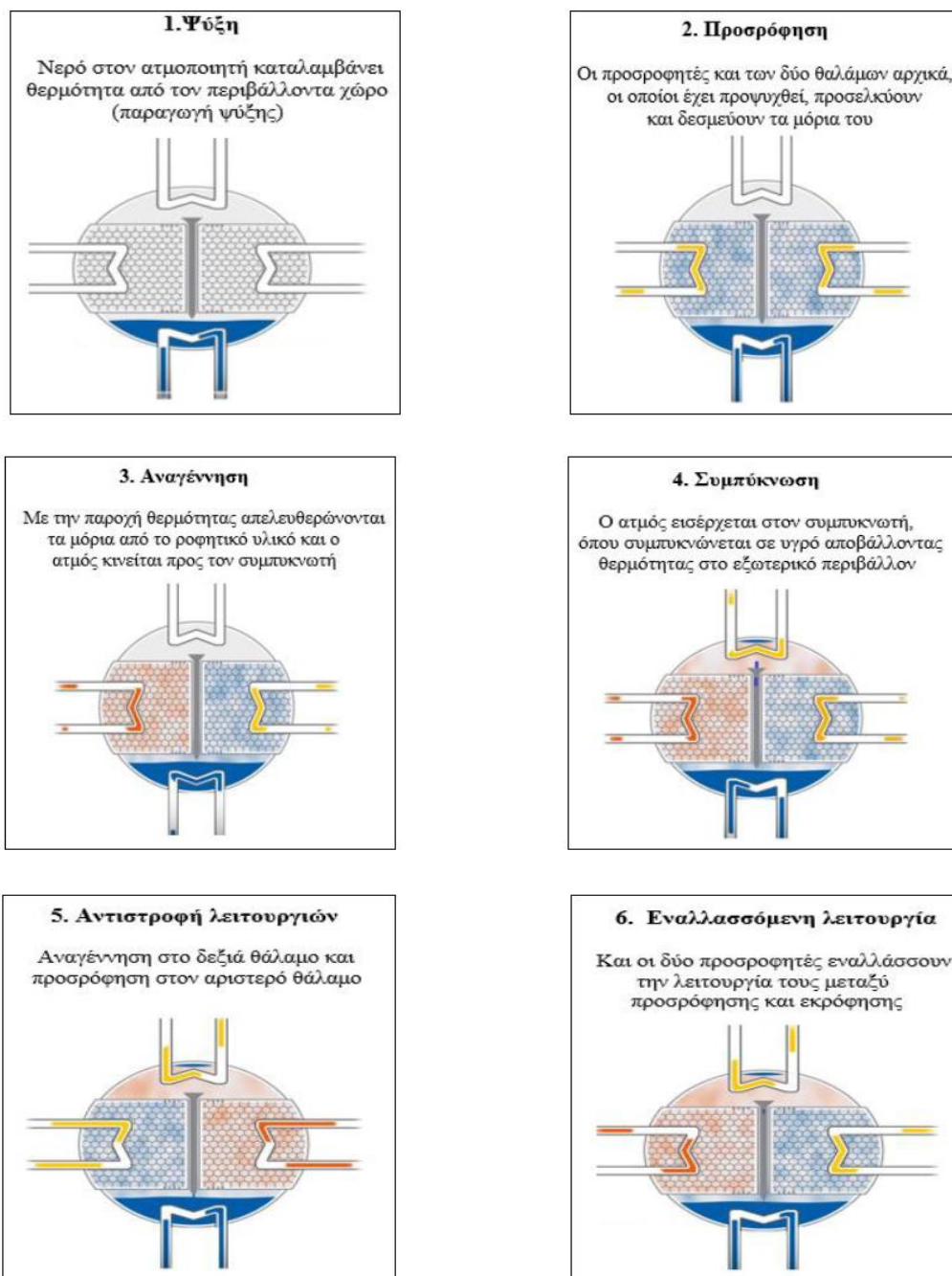


Εικόνα 3.17: Σχηματική απεικόνιση κύκλου προσρόφησης [1.1-3.15]

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Ο κύκλος αποτελείται από 4 βασικά στάδια. Στο πρώτο στάδιο το οποίο ονομάζεται θέρμανση και συμπίεση ο προσροφητής θερμαίνεται από την πηγή θερμότητας και αυξάνεται η πίεση του από τη πίεση ατμοποίησης στην πίεση συμπύκνωσης. Στο δεύτερο στάδιο που ονομάζεται εκρόφηση και συμπύκνωση η θέρμανση συνεχίζεται με αποτέλεσμα ο ατμός που υπάρχει μέσα στο υλικό απορρόφησης να αναγεννηθεί και να βγει από το υλικό και να μπει στον συμπυκνωτή με συνέπεια να απελευθερώνεται θερμότητα προς το περιβάλλον. Στο τρίτο στάδιο που χαρακτηρίζεται από ψύξη και αποσυμπίεση ο προσροφητής αποσυνδέεται από τον συμπυκνωτή και ψύχεται από κρύο νερό με τη βοήθεια εναλλάκτη θερμότητας. Η πίεση μειώνεται από αυτήν της συμπύκνωσης σε αυτήν της ατμοποίησης. Το τέταρτο και τελευταίο στάδιο είναι προσρόφηση και ατμοποίηση όπου ο προσροφητής συνδέεται με τον ατμοποιητή. Ο προσροφητής συνεχίζει να μειώνει τη θερμοκρασία του και έτσι προσροφά το παραγόμενο ατμό, κάτι που οδηγεί στη παραλαβή του ψυκτικού φορτίου.

Με άλλα λόγια καθώς ο ατμός παράγεται από τον ατμοποιητή προσροφάται στο υλικό (silica gel) το οποίο ταυτόχρονα ψύχεται με τη βοήθεια κρύου νερού. Ταυτόχρονα στο διπλανό θάλαμο το υλικό το οποίο περιέχει ατμό μέσα του θερμαίνεται από ζεστή πηγή θερμότητας και έτσι αυξάνεται η πίεση του από την πίεση ατμοποίησης στην πίεση συμπύκνωσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο ατμός να απελευθερωθεί στην μεγαλύτερη πίεση και να οδηγηθεί στο συμπυκνωτή όπου θα συμπυκνωθεί και θα αποβάλλει θερμότητα προς το περιβάλλον. Μόλις παραχθεί το συμπύκνωμα εισέρχεται στον ατμοποιητή και ο κύκλος συνεχίζεται. Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζονται η σειρά με την οποία πραγματοποιούνται όλες οι διεργασίες του κύκλου προσρόφησης.

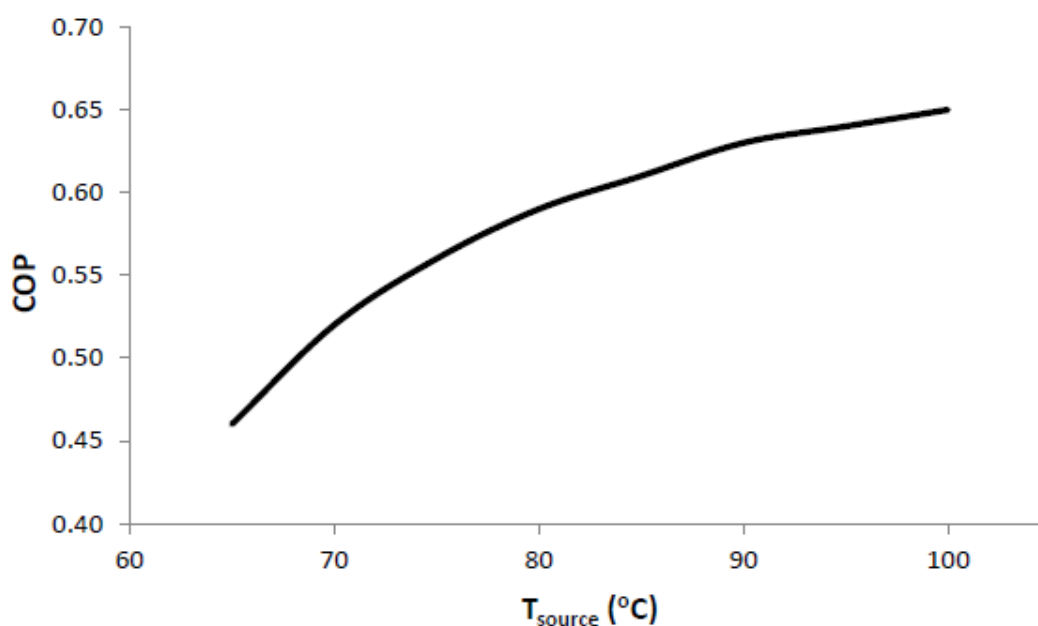


Εικόνα 3.18: Διεργασίες κατά την λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης

Πρακτικά αρχικά ο πρώτος θάλαμος είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή και ο δεύτερος με τον συμπυκνωτή και όταν παραχθεί το απαιτούμενο συμπύκνωμα και απορροφηθεί ο ατμός του ατμοποιητή οι ρόλοι αντιστρέφονται και ο πρώτος θάλαμος συνδέεται με τον συμπυκνωτή για να αποβάλλει τον ατμό που έχει παραλάβει και ο δεύτερος συνδέεται με τον ατμοποιητή για να παραλάβει τον παραγόμενο ατμό γεγονός που μπορεί να γίνει αφού στο δεύτερο θάλαμο το υλικό έχει πλέον αναγεννηθεί.

Αξίζει να τονιστεί ότι υπό τυπικές συνθήκες λειτουργίας με θερμοκρασία αναγέννησης περίπου 80°C τα συστήματα αυτά μπορούν να επιτύχουν συντελεστή συμπεριφοράς (COP) της τάξης του 0.6 αλλά είναι δυνατόν να λειτουργήσουν ακόμη και σε θερμοκρασίες αναγέννησης της τάξης των 60°C [3.4]. Η απόδοση του ψύκτη

επηρεάζεται ανάλογα με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας όπως αποτυπώνεται στο κάτωθι διάγραμμα. Επίσης η περίοδος του κύκλου (εναλλαγές θαλάμων) διαρκεί περίπου 5 με 10 λεπτά ανάλογα με τον ψύκτη και η ψυκτική τους ικανότητα κυμαίνεται από 50-500 kW [3.16]. Σημαντικά πλεονεκτήματα αυτών των συστημάτων είναι η απλότητα κατασκευής τους, η αναμενόμενη μηχανική αντοχή τους καθώς και το γεγονός ότι δεν υπάρχει εσωτερική διαλύματος συνεπώς η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας είναι ελάχιστη ενώ δεν υφίσταται κίνδυνος κρυστάλλωσης. Επίσης αποδίδουν ικανοποιητικά σε χαμηλές θερμοκρασίες της πηγής θερμότητας κάτι που δίνει τη δυνατότητα για χρήση ηλιακών συλλεκτών. Παρόλα αυτά όμως τέτοιου είδους συστήματα έχουν πού υψηλό κόστος και ιδιαίτερα μεγάλο όγκο και βάρος που τα καθιστούν λιγότερα εύχρηστα.



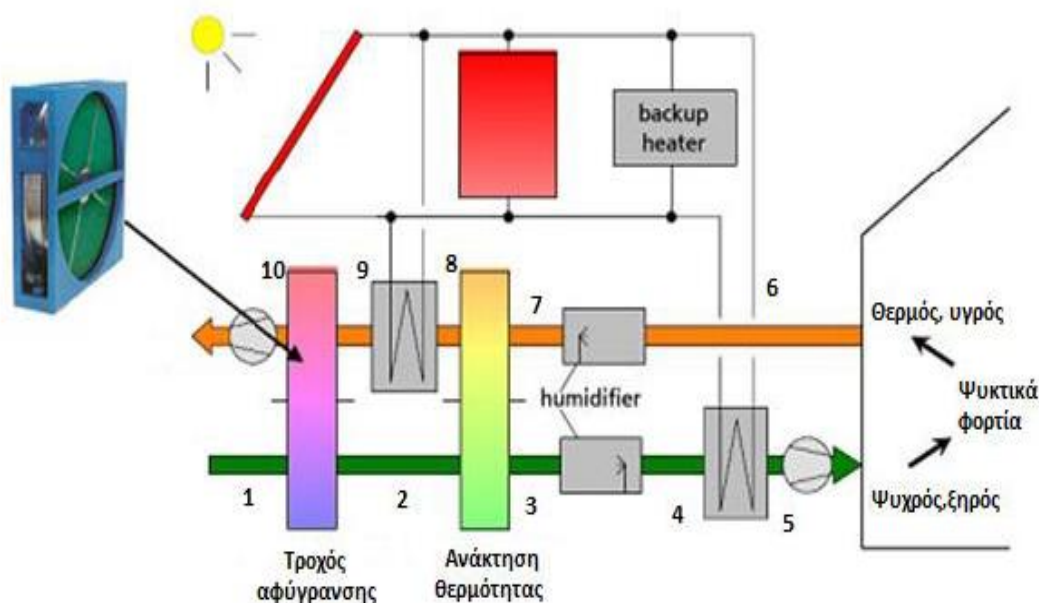
Εικόνα 3.19: Μεταβολή απόδοσης ψύκτη προσρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας [1.1-3.17]

3.4.2 Ανοιχτού κύκλου συστήματα ψύξης

Τα ψυκτικά συστήματα ανοιχτού κύκλου σε αντίθετα με τα συμβατικά συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμών δεν απαιτούν ηλεκτρική ενέργεια για την λειτουργία τους αλλά θερμότητα. Με το σύστημα αυτό παράγεται απευθείας ο κλιματιζόμενος αέρας βασιζόμενος στην αρχή της εξατμιστικής ψύξης και της αφύγρανσης του αέρα μέσω ενός τροχού αφύγρανσης. Τα συστήματα που χρησιμοποιούν αφυγραντικά μέσα έχουν ως εργαζόμενο μέσο τον αέρα περιβάλλοντος ενώ σαν ψυκτικό μέσο το νερό. Τα αφυγραντικά μέσα χρησιμοποιούνται για να απορροφούν ή να προσροφούν υγρασία από τον αέρα κάτι το οποίο μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε συστήματα κλιματισμού. Τα υλικά αυτά μπορεί να είναι στερεά ή υγρά. Τα κύρια στερεά αφυγραντικά μέσα είναι το silica gel και ο ζεόλιθος ενώ ως υγρά αφυγραντικά μέσα χρησιμοποιούνται άλατα (NaCl, LiCl, LiBr) και ουσίες όπως η τριαιθυλική γλυκόζη. Συνήθως χρησιμοποιούνται στερεά μέσα γιατί οι διατάξεις είναι πιο συμπαγείς και δεν δημιουργούνται διαβρώσεις

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

[3.12]. Τέτοιου είδους συστήματα ψύξης συναντώνται σε χώρους όπου είναι αναγκαία η ρύθμιση της υγρασίας όπως π.χ στα νοσοκομεία, βιβλιοθήκες, γραφεία, σχολεία κ.τ.λ. Στην κάτωθι εικόνα παρουσιάζεται ένα ψυκτικό σύστημα ανοιχτού εξατμιστικού κύκλου.



Εικόνα 3.20: Ψυκτικό σύστημα ανοιχτού εξατμιστικού κύκλου

Τα κύρια εξαρτήματα του συστήματος είναι [3.12]:

- ❖ Τροχός Αφύγρανσης: Το βασικό στοιχείο ενός συστήματος desiccant είναι ο τροχός του όπου ο αέρας γίνεται πιο ξηρός και πιο θερμός ταυτόχρονα. Ο τροχός αποτελείται από ξηραντικό μέσο το οποίο βρίσκεται σε κυψελοειδή διάταξη ανοιχτή στα δύο άκρα από ένα σύστημα οδήγησης για την περιστροφή του και από μονωτικό υλικό για την αποφυγή διαρροών μεταξύ των ρευμάτων. Ο αέρας περνά από τις κυψέλες της επάνω πλευράς του τροχού αφήνοντας την υγρασία του ενώ από την κάτω πλευρά διέρχεται το ρεύμα αναγέννησης. Η συνεχής κίνηση του τροχού οδηγεί στη μετάδοση θερμότητας από το κάτω κομμάτι στο πάνω. Το ξηραντικό μέσο είναι εμποτισμένο σε μία υποστηρικτική αυλακωτή δομή που είναι κατασκευασμένη από διαφορετικές ίνες, γυαλί, κεραμικά υλικά και πλαστικά ενώ μπορεί να είναι και από κράματα αλουμινίου. Έτσι εξασφαλίζεται μεγάλη διάρκεια ζωής και αντοχή στις υψηλές θερμοκρασίες καθώς και στην υγρασία.
- ❖ Τροχός Εναλλαγής Αισθητής Θερμότητας: Ο τροχός αυτός ονομάζεται και τροχός ανάκτησης θερμότητας και χρησιμοποιείται για την πρόψυξη του θερμού αέρα ο οποίος εξέρχεται από τον τροχό αφύγρανσης. Η πρόψυξη του θερμού αέρα επιτυγχάνεται με την εναλλαγή θερμότητας με τον αέρα που προέρχεται από τον κλιματιζόμενο χώρο.

- ❖ Υγραντήρες: Στόχος των υγραντήρων είναι η ψύξη του ρεύματος προσαγωγής χωρίς την αύξηση της υγρασίας. Η εξατμιστική ψύξη ενός ρεύματος αέρα προκύπτει από την επαφή του με τις σταγόνες νερού. Κατά την εξάτμιση του το νερό (όταν έρθει σε επαφή με τον αέρα) μπορεί να τον ψύξει μέχρι τη θερμοκρασία του υγρού βολβού του. Το υπόλοιπο νερό που δεν εξατμίζεται συλλέγεται σε κατάλληλη διάταξη και επανακυκλοφορείται. Έτσι η ψύξη που δεν μεταφέρθηκε στο ρεύμα αέρα δε χάνεται αλλά ανακυκλώνεται [3.7]. Υπάρχουν άμεσοι και έμμεσοι υγραντήρες. Στους άμεσους το ρεύμα αέρα διέρχεται από ένα πορώδες βρεγμένο υλικό. Στους έμμεσους υπάρχει ένας εναλλάκτης μεταφοράς θερμότητας που συνδέει το ρεύμα προσαγωγής με το ψυχρότερο δευτερεύον ρεύμα.
- ❖ Ειδικά Φίλτρα: Τα φίλτρα αυτά βρίσκονται στην είσοδο του αέρα περιβάλλοντος στο ρεύμα προσαγωγής καθώς και στην έξοδο του αέρα από τον κλιματιζόμενο χώρο. Σκοπός της ύπαρξής τους είναι η περισυλλογή διάφορων αιωρούμενων σωματιδίων όπως η σκόνη που προκαλούν φθορά στα συστήματα της εγκατάστασης.
- ❖ Ηλεκτροκίνητοι Ανεμιστήρες: Είναι υπεύθυνοι για την διακίνηση της επιθυμητής παροχής αέρα. Ουσιαστικά αποτελούν τις κύριες πηγές κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας της εγκατάστασης.
- ❖ Αναγεννητής: Είναι ένας τυπικός επίπεδος εναλλάκτης θερμότητας νερού/αέρα. Το νερό προέρχεται από το δευτερεύον υδραυλικό κύκλωμα της εγκατάστασης δηλαδή θερμαίνεται από τους ηλιακούς συλλέκτες. Σκοπός του είναι να θερμάνει τον αέρα εξόδου από τον κλιματιζόμενο χώρο για να επιτευχθεί η αναγέννηση του ροφητικού υλικού του τροχού αφύγρανσης

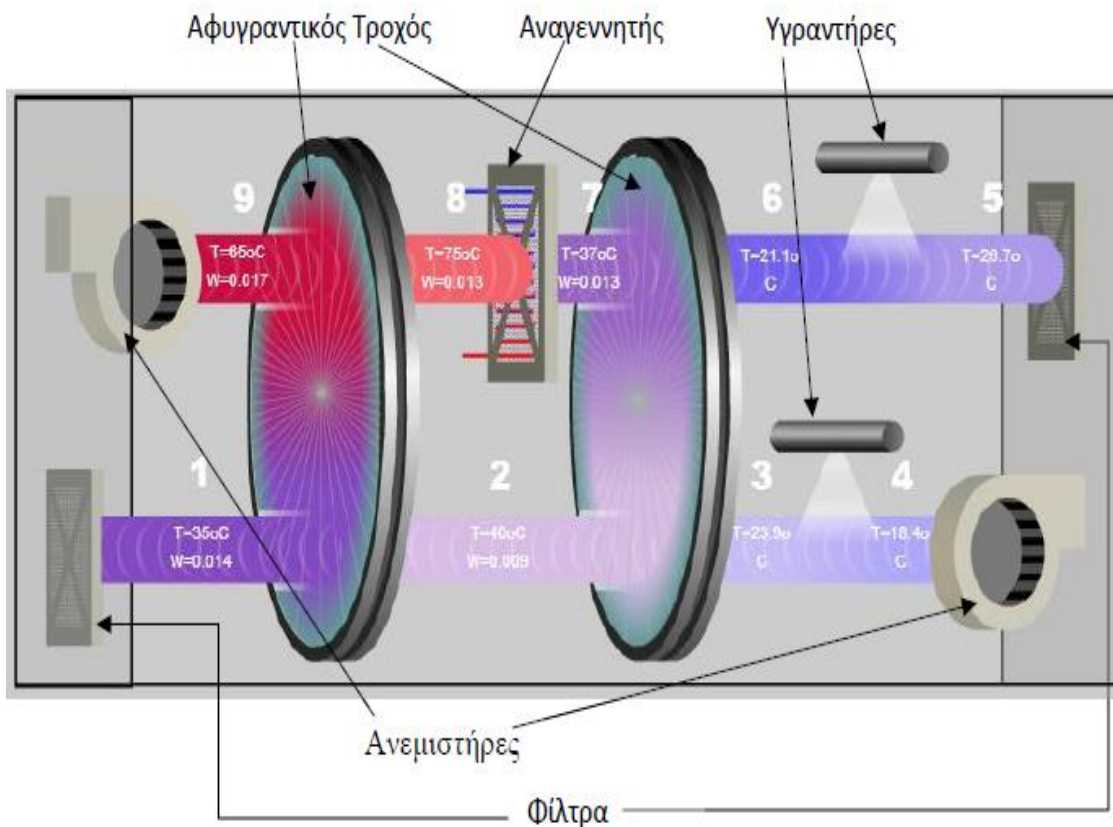
Ανάλυση κύκλου λειτουργίας:

Αρχικά θερμός και υγρός αέρας (1) διέρχεται μέσα από ειδικά φίλτρα και προσπίπτει στον αφυγραντικό τροχό και αφυγραίνεται με την προσρόφηση της υγρασίας(2). Ο αέρας θερμαίνεται από την θερμότητα προσρόφησης και οδηγείται στον τροχό ανάκτησης θερμότητας με αποτέλεσμα τη σημαντική πρόψυξη του αέρα (3). Η επόμενη συσκευή είναι ένας εξατμιστικός ψύκτης (υγραντήρας) στον οποίο ρυθμίζεται η επιθυμητή θερμοκρασία και υγρασία του αέρα (4) που θα εισαχθεί στον κλιματιζόμενο χώρο.

Στο ρεύμα επιστροφής ο αέρας (6) παραλαμβάνεται από τον κλιματιζόμενο χώρο, φιλτράρεται εκ νέου και υγραίνεται (7) κοντά στο σημείο κορεσμού του για να εκμεταλλευτεί την μέγιστη δυνατότητα ψύξης προκειμένου να επιτευχθεί μία αποδοτική ανάκτηση θερμότητας (8) στον αντίστοιχο τροχό. Το ροφητικό υλικό του τροχού αφύγρανσης πρέπει να αναγεννηθεί με τη χρήση θερμότητας σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες, 50-70°C για την συνεχή λειτουργία της αφύγρανσης. Η εισερχόμενη στον αναγεννητή θερμότητα προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες. Επομένως μέσω του αναγεννητή θερμαίνεται ο αέρας (9) και διαπερνά τον αφυγραντικό τροχό προκαλώντας την επιθυμητή αναγέννηση του ροφητικού υλικού. Τέλος ο αέρας (10) απορρίπτεται στο περιβάλλον.

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Στις κάτωθι φωτογραφίες απεικονίζονται το διάγραμμα του συστήματος ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιο Πολυτεχνείου και η αντίστοιχη απεικόνιση της εγκατάστασης [3.12].



Εικόνα 3.21: Διάγραμμα συστήματος ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιο Πολυτεχνείου [3.12]



Εικόνα 3.22: Εγκατάσταση ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιο Πολυτεχνείου [3.12]

Ξηραντικά μέσα:

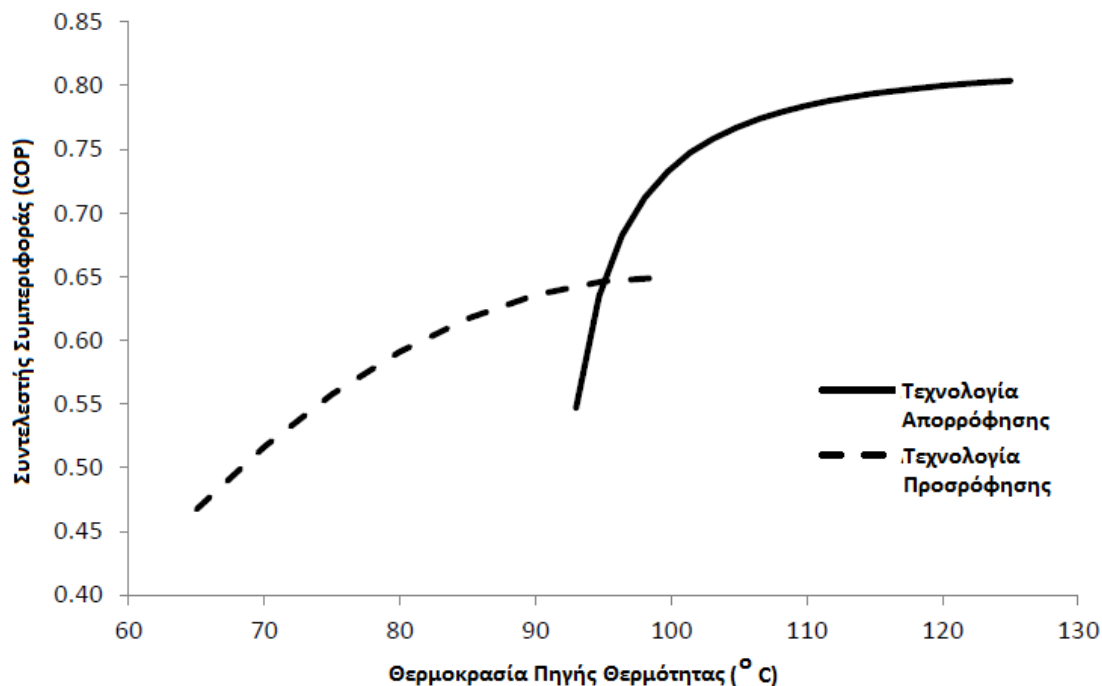
Το silica gel (πυρετική πηκτή) είναι το βασικότερο ξηραντικό μέσο που χρησιμοποιείται διότι έχει χαμηλό κόστος και κατασκευάζεται εύκολα. Είναι ένα μη τοξικό και μη διαβρώσιμο συνθετικό υλικό το οποίο παράγεται από την ένωση H_2SiO_3 και έχει κρυσταλλική δομή. Το υλικό αυτό απορροφά το νερό και μπορεί να αποθηκεύσει μέσα του έως και 40% της αρχικής του μάζας σε νερό. Για βέλτιστη λειτουργία αυτού του υλικού ο χώρος στον οποίο τοποθετείται πρέπει να έχει θερμοκρασίες 25 με 35°C και υγρασία 60 με 90% ώστε τελικά η υγρασία να πέσει περίπου στο 40% [3.17]. Όπως προαναφέραμε λοιπά ξηραντικά μέσα είναι ο ζεόλιθος (συνθετικός και μη) το ενεργό αλουμίνιο, ο ενεργός άνθρακας, συνθετικά πολυμερή καθώς και το χλωριούχο λίθιο. Το τελευταίο είναι απορροφητική ουσία αλλά χρησιμοποιείται και σε τροχούς desiccant.

3.5 Σύγκριση μεθόδων ηλιακής ψύξης

Όλες οι παραπάνω τεχνολογίες παρουσιάζουν μεγάλο ενδιαφέρον καθότι έχουν ελάχιστες απαιτήσεις σε ηλεκτρισμό. Η αυξανόμενη τιμή του ηλεκτρικού ρεύματος κάνει επιτακτική την ανάγκη εύρεσης εναλλακτικών τρόπων για την κάλυψη των απαιτούμενων αναγκών. Στην προκειμένη περίπτωση η χρήση ροφητικών υλικών απαιτεί τη χρήση θερμότητας και όχι ηλεκτρισμού. Η θερμότητα αυτή μπορεί να προσδοθεί από κάποια ανανεώσιμη πηγή θερμότητας όπως ηλιακή ενέργεια, γεωθερμία κ.τ.λ. Συνεπώς με αυτό τον τρόπο δεν υπάρχει περιβαλλοντική επιβάρυνση ενώ παράλληλα και το λειτουργικό κόστος είναι πρακτικά μηδενικό.

Οι τεχνολογίες που παρουσιάστηκαν παραπάνω παρουσιάζουν αρκετές διαφορές αλλά και διαφορετικά πλεονεκτήματα. Οι μηχανές απορρόφησης είναι πιο αποδοτικές αλλά

απαιτούν υψηλότερες θερμοκρασίες από την πηγή θερμότητας. Αντίθετα οι μηχανές προσρόφησης απαιτούν μικρότερες θερμοκρασίες αλλά λειτουργούν με μειωμένη απόδοση. Οι τεχνολογίες αφυγραντικού μέσου έχουν παραπλήσια απόδοση αλλά εφαρμόζονται σε συστήματα ανοιχτού τύπου για κλιματισμό. Στο κάτωθι διάγραμμα παρουσιάζεται η μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συναρτήσει της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας για τις τεχνολογίες της απορρόφησης και της προσρόφησης.



Εικόνα 3.23: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συναρτήσει της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας για τις τεχνολογίες της απορρόφησης και της προσρόφησης [1.1]

Από το παραπάνω διάγραμμα είναι φανερό ότι σε μικρές θερμοκρασίες η τεχνολογία της προσρόφησης ενδείκνυται ενώ σε μεγαλύτερες η απορρόφηση αποδίδει καλύτερα. Το διάγραμμα αυτό είναι εν μέρει ποιοτικό και αφορά παραγωγή ψύξης στους 10°C [1.1].

3.6 Συστήματα παραγωγής ψύξης με χρήση γεωθερμίας

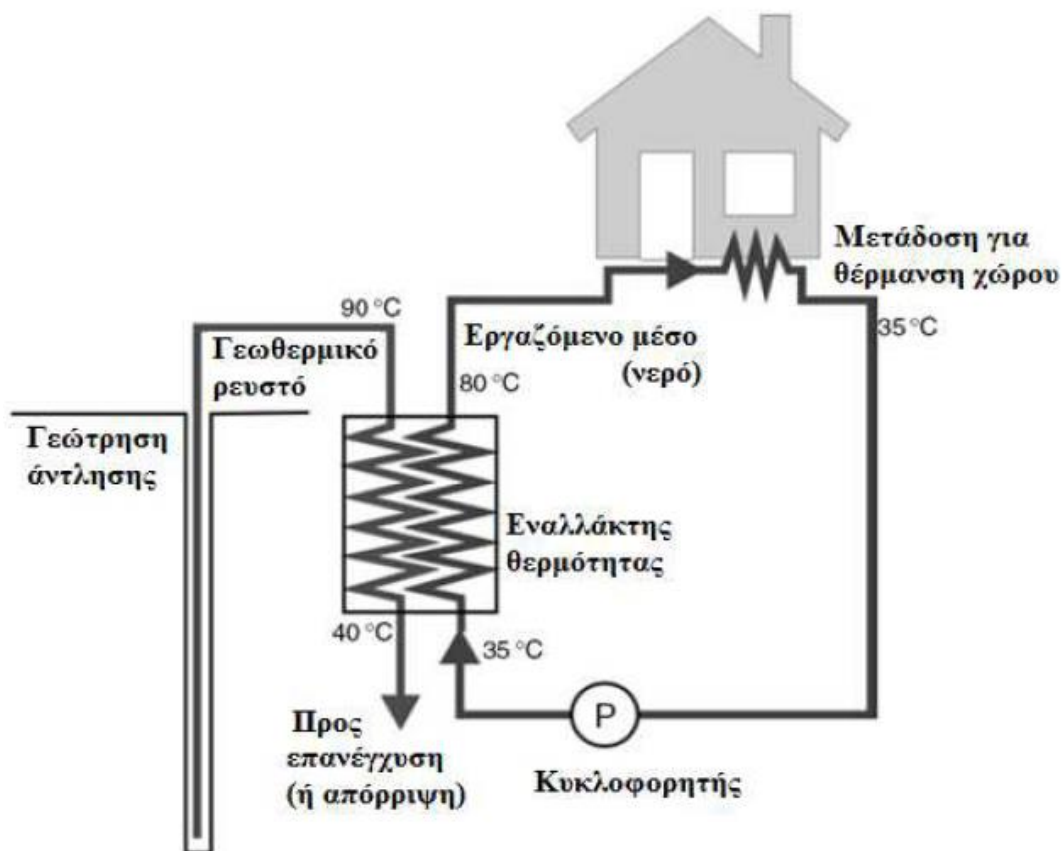
Η γεωθερμική ενέργεια γίνεται αντιληπτή ως η ικανότητα της γης να αποθηκεύει θερμότητα κάτω από την επιφάνεια της. Έχει ανακαλυφθεί από τα αρχαία χρόνια με τη μορφή θερμού ή εξαιρετικά θερμού νερού ή αερίου που εκλύεται από θερμές πηγές. Σήμερα η ραγδαία ανάπτυξη της τεχνολογίας δίνει τη δυνατότητα μιας καλύτερης αντίληψης του θερμικού δυναμικού κάτω από την επιφάνεια της γης χρησιμοποιώντας σύγχρονα τεχνικά μέσα που επιτρέπουν την πραγματοποίηση πλήθους εφαρμογών. Πρόκειται για μία καθαρή και πλήρως ανανεώσιμη πηγή ενέργειας η οποία βασίζεται στο γεγονός ότι το ρηχό έδαφος μέχρι και 10 πόδια πάνω από την επιφάνεια της γης διατηρούν μία σταθερή θερμοκρασία μεταξύ 10-16°C [3.18].

Οι γεωθερμικές εφαρμογές διακρίνονται σε τρεις βασικές κατηγορίες [3.18]:

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

- Άμεσης χρήσης
- Εφαρμογές που περιλαμβάνουν αντλία θερμότητας
- Εφαρμογές για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Οι εφαρμογές άμεσης χρήσης περιλαμβάνουν ένα πλήθος χρήσεων όπως θέρμανση και ψύξη χώρων, βιομηχανικές εφαρμογές, θερμοκήπια ιχθυοκαλλιέργειες και ιαματικά λουτρά. Η πλειονότητα των άμεσων χρήσεων περιλαμβάνει έναν εναλλάκτη θερμότητας που διαχωρίζει το γεωθερμικό ρευστό από το εργαζόμενο μέσο του κυκλώματος το οποίο χρησιμοποιείται για να επιτευχθεί η επιθυμητή μετάδοση θερμότητας [3.19]. Παράλληλα η ανάπτυξη της βιομηχανίας παραγωγής αντλιών θερμότητας οδήγησε στην ενσωμάτωση αυτών στις γεωθερμικές εφαρμογές και στη διάδοση των συστημάτων αβαθούς γεωθερμίας.



Εικόνα 3.24: Εφαρμογή άμεσης χρήσης [3.20]

Στην παραπάνω εικόνα απεικονίζεται ένα σχηματικό διάγραμμα από ένα σύστημα αβαθούς γεωμετρίας σχεδιασμένο για το Eco-Centre στο Hebburn στο Tyneside στη βόρεια Αγγλία [3.20].

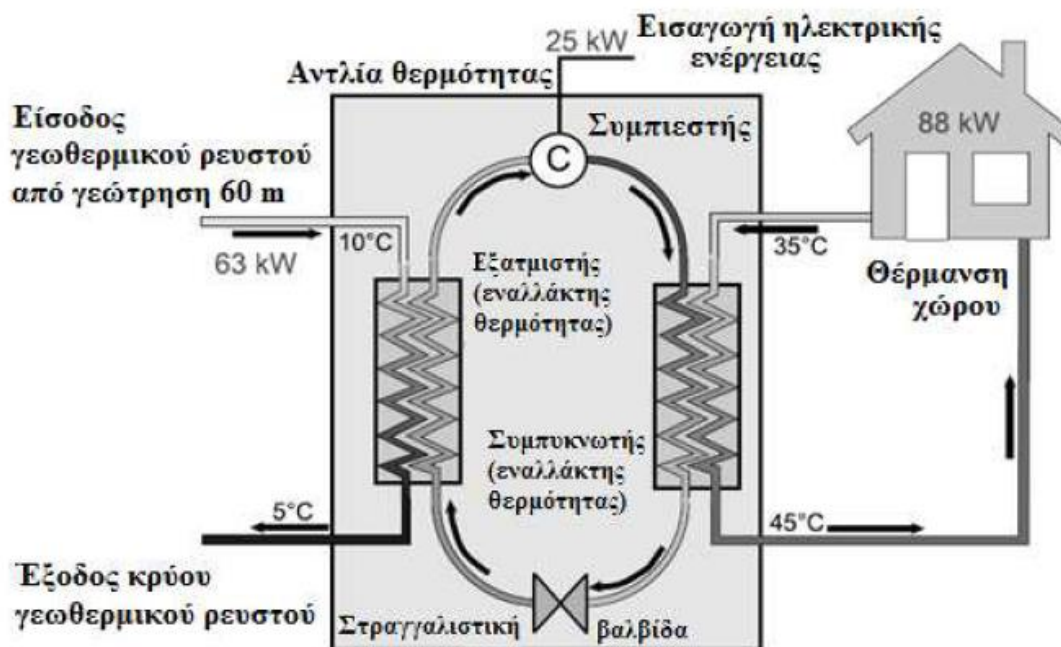
Τα γεωθερμικά συστήματα αβαθούς γεωθερμίας αποτελούνται από τρία κύρια μέρη [3.21]:

- ❖ Τη σύνδεση με το έδαφος που επιτρέπει τη συναλλαγή θερμότητας του εδάφους με το κτήριο μέσω του γεωεναλλάκτη
- ❖ Την αντλία θερμότητας που τροφοδοτεί με επιπλέον θέρμανση ή ψύξη το κτήριο

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

- ❖ Το εσωτερικό σύστημα διανομής που χρησιμοποιείται για τη θέρμανση και τη ψύξη των χώρων

Ακολουθεί μία τυπική διάταξη εφαρμογής αβαθούς γεωθερμίας με τη χρήση αντλίας θερμότητας



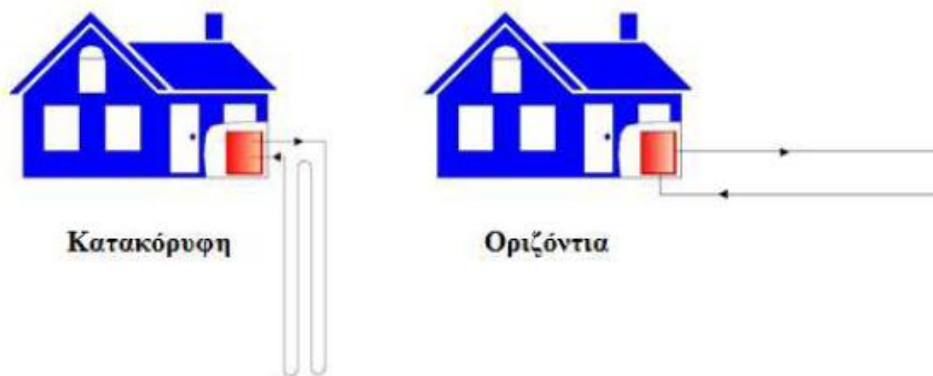
Εικόνα 3.25: Εφαρμογή αβαθούς γεωθερμίας με χρήση αντλία θερμότητας [3.20]

Τα γεωθερμικά συστήματα αβαθούς γεωθερμίας διακρίνονται σε δύο κύριες κατηγορίες [3.21-3.22-3.23]

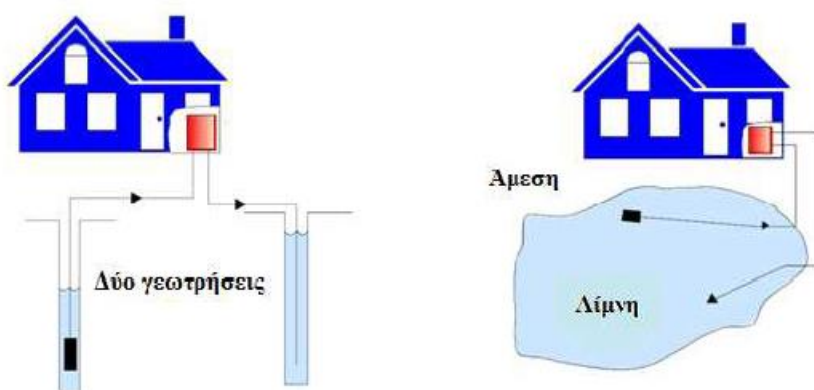
- Κλειστού Βρόχου
- Ανοιχτού Βρόχου

Στα συστήματα αυτά είναι προτιμότερο το ψυκτικό μέσο να μην κυκλοφορεί στο υποσύστημα του εδάφους (γεωεναλλάκτες) έτσι ώστε να αποφευχθεί μία πιθανή μόλυνση αυτού σε περίπτωση διαρροής. Το ρευστό που κυκλοφορεί στους γεωεναλλάκτες είναι νερό ή αλλιώς μείγμα νερού με αντιψυκτικές ουσίες ώστε να είναι δυνατή η κυκλοφορία του και σε περιόδους πολύ χαμηλών θερμοκρασιών [3.19].

Στις εικόνες που ακολουθούν απεικονίζονται μια εφαρμογή αβαθούς γεωθερμίας με αντλία θερμότητας και τυπικές διατάξεις κλειστού και ανοιχτού βρόχου αντίστοιχα.



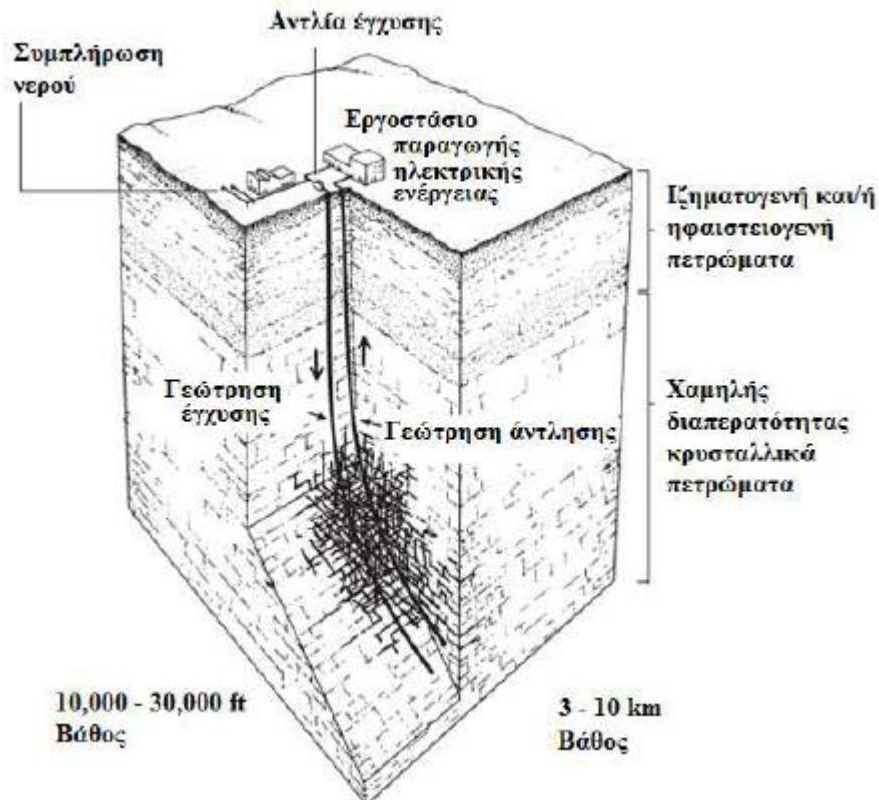
Εικόνα 3.26: Διατάξεις κλειστού βρόχου [3.22]



Εικόνα 3.27: Διατάξεις κλειστού βρόχου [3.23]

Αξίζει να σημειωθεί ότι η δυνατότητα εγκατάστασης συστήματος ανοιχτού βρόχου εξαρτάται από την ύπαρξη ή όχι υπόγειου υδροφόρου.

Για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας χρησιμοποιούνται ενισχυμένα γεωθερμικά συστήματα. Τα συστήματα αυτά είναι για τεχνικά κατασκευασμένα πεδία τα οποία δημιουργούνται για την εξαγωγή θερμότητας από γεωθερμικούς πόρους χαμηλής διαπερατότητας και για την παραγωγή ηλεκτρισμού εκμεταλλεύονται την αύξηση της θερμοκρασίας της γης σε μεγάλα βάθη. Από την επιφάνεια της γης το νερό εγχύεται και ρέει μέσα σε ένα φυσικό ή τεχνητά δημιουργούμενο σύστημα ανοιχτών και συνδεδεμένων καναλιών στη μάζα πετρωμάτων που βρίσκονται σε μεγάλο βάθος και μετά αντλείται πάλι στην επιφάνεια της γης ακολουθώντας μια κλειστή διαδρομή όπως απεικονίζεται και στην κάτωθι εικόνα.



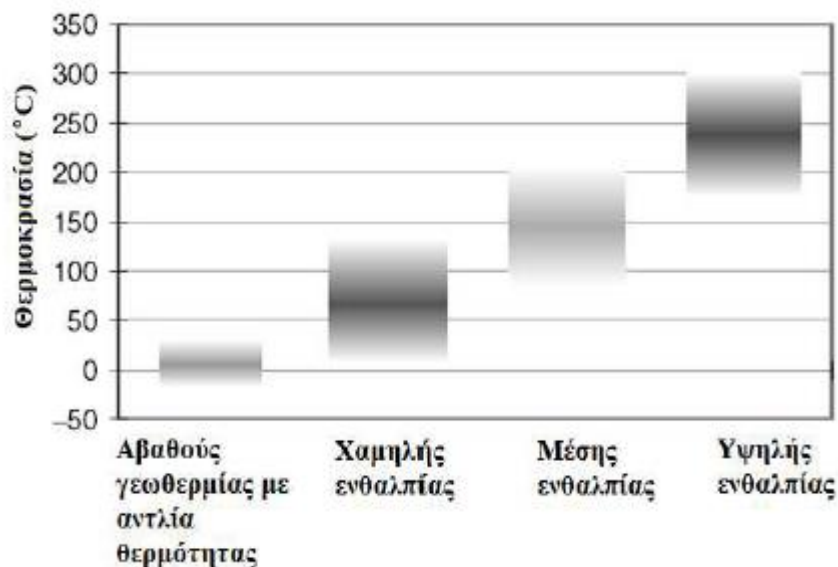
Εικόνα 3.28: Ενισχυμένο γεωθερμικό σύστημα δύο γεωτρήσεων σε χαμηλής διαπερατότητας κρυσταλλικά πετρώματα [3.24]

Η αρχή λειτουργίας αυτών των συστημάτων είναι η δημιουργία ενός εκτεταμένου και πολύ βαθιού εναλλάκτη θερμότητας μέσα στον οποίο θα κυκλοφορεί το νερό ώστε να θερμαίνεται κυρίως με αγωγή αλλά και συναγωγή για να χρησιμοποιηθεί από εργοστάσιο παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Σε τέτοιου είδους εφαρμογές τυπικές θερμοκρασίες που επικρατούν στο υπέδαφος είναι της τάξης των 150-200°C [3.25].

Τέλος μια άλλη διάκριση των συστημάτων γεωθερμίας αφορά τη θερμοκρασία λειτουργίας τους. Έτσι διακρίνονται σε [3.26]:

- Χαμηλής Ενθαλπίας
- Μέσης Ενθαλπίας
- Υψηλής Ενθαλπίας (χρησιμοποιούν αμοστρόβιλους για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας)

Ακολουθώς παρατίθεται σχηματική η κατηγοριοποίηση των διάφορων συστημάτων γεωθερμίας ανάλογα με την θερμοκρασία λειτουργίας τους.



Εικόνα 3.29: Κατηγοριοποίηση συστημάτων γεωθερμίας με βάση τη θερμοκρασία λειτουργίας τους

3.7 Συστήματα παραγωγής ψύξης με ανάκτηση θερμότητας

Τα συστήματα αυτού του είδους αξιοποιούν τα απορριπτόμενα προς το περιβάλλον ποσά θερμότητας. Πιο συγκεκριμένα τα καυσαέρια μετά τις διεργασίες που επιτελούν αποβάλλονται στο περιβάλλον έχοντας μεγάλο ενεργειακό περιεχόμενο και έτσι μένουν αναξιοποίητα. Επίσης μεγάλα ποσά θερμότητας χάνονται εξαιτίας συναγωγής και ακτινοβολίας των θερμών συσκευών με το περιβάλλον. Η μέθοδος ανάκτησης θερμότητας δίνει τη δυνατότητα για εκμετάλλευση μέρους της απορριπτόμενης ενέργειας προς κάλυψη των αναγκών της βιομηχανίας καθιστώντας τες λιγότερο επιβλαβείς προς το περιβάλλον ενώ συγχρόνως μειώνεται η κατανάλωση ενέργειας από καύσιμο ή ηλεκτρική και βελτιώνεται ενεργειακά η παραγωγική διαδικασία.

Οι κύριες βιομηχανίες στις οποίες εφαρμόζονται η μπορεί να εφαρμοσθεί η ανάκτηση θερμότητας είναι οι [3.24-3.28]:

- Τσιμεντοβιομηχανία
- Βιομηχανία Αλουμινίου
- Υαλουργία
- Χαλυβουργία
- Βιομηχανία Τροφίμων
- Χημική Βιομηχανία
- Βιομηχανίες Μετάλλων (χαλκός, ψευδάργυρος κ.τ.λ)

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Η βασική θερμική απώλεια σε όλες τις παραπάνω βιομηχανίες είναι τα θερμά καυσαέρια τα οποία έχουν υψηλές θερμοκρασίες κατά την έξοδο τους από τις βιομηχανικές συσκευές (φούρνοι, συσκευές ηλεκτρόλυσης, ψυκτικές συσκευές κ.τ.λ). Όταν η θερμοκρασία του καυσαερίου είναι μεγάλη τότε το καυσαέριο μπορεί να αποδώσει μεγαλύτερη θερμότητα και συνεπώς να ανακτηθεί και μεγαλύτερο ποσό θερμότητας.

Η θερμοκρασία αυτή όμως διαφέρει από βιομηχανία σε βιομηχανία για το λόγο αυτό οι πηγές θερμότητας κατατάσσονται ανάλογα με τη θερμοκρασία τους:

ΠΗΓΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ (°C)
ΥΨΗΛΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ	$T > 650^{\circ}\text{C}$
ΜΕΣΑΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ	$230^{\circ}\text{C} < T < 650^{\circ}\text{C}$
ΧΑΜΗΛΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ	$T < 230^{\circ}\text{C}$

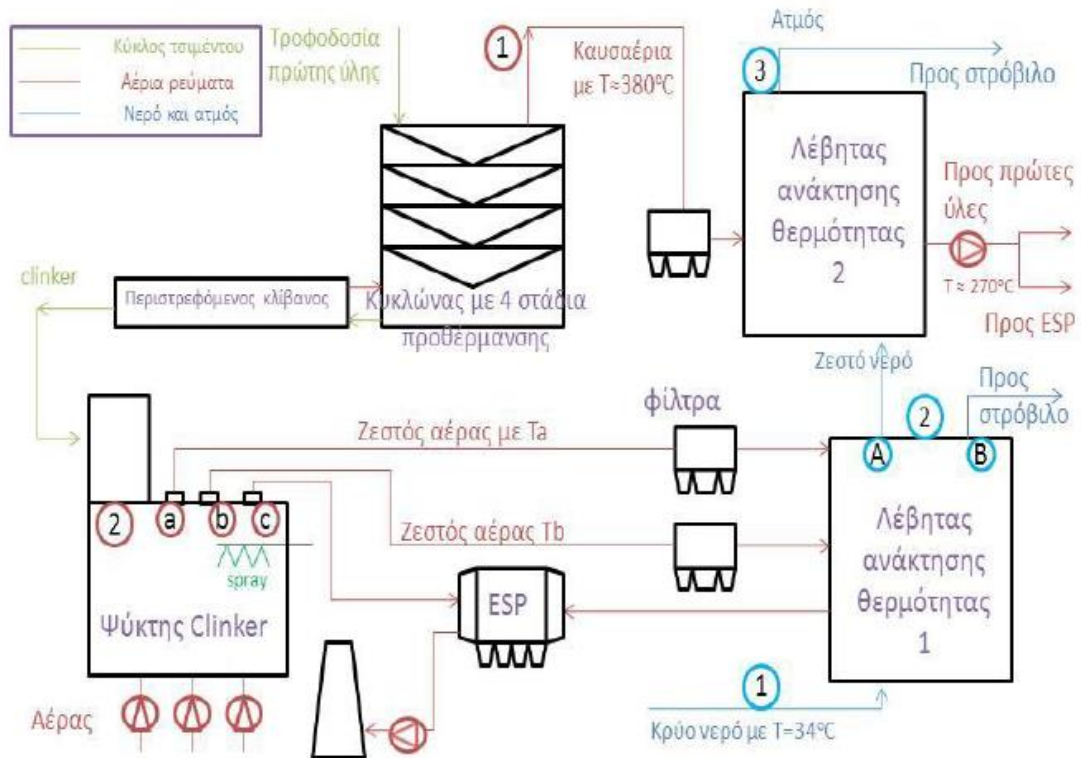
Εικόνα 3.30: Κατηγοριοποίηση πηγών θερμότητας

Τα θερμά αέρια μπορούν να αξιοποιηθούν με διάφορους τρόπους από τις βιομηχανίες προκειμένου να βελτιωθεί η παραγωγική διαδικασία. Στις εγκαταστάσεις οι οποίες διαθέτουν κλιβάνους στους οποίους γίνεται καύση για την διεκπεραίωση ενός σταδίου της παραγωγής τα παραγόμενα καυσαέρια έχουν πολύ μεγάλες θερμοκρασίες της τάξης των 1000°C [3.29]. Ο κυριότερος τρόπος εκμετάλλευσης αυτών των καυσαερίων είναι η προθέρμανση του αέρα καύσης μέσω αυτών ή με τη βοήθεια εναλλάκτη θερμότητας ή ενός αναγεννητή. Με τη μέθοδο αυτή επιτυγχάνεται μείωση του καυσίμου έως και 20% ενώ αρκετές βιομηχανίες που έχουν καυσαέρια ή αέρα υψηλής θερμοκρασίας χρησιμοποιούν τον αέρα αυτό ή μέρος του για προθέρμανση των πρώτων υλών και του καυσίμου. Επίσης σε αρκετές περιπτώσεις γίνεται ξήρανση του καυσίμου ή των πρώτων υλών ώστε οι μετέπειτα διεργασίες να απαιτούν ακόμα μικρότερη κατανάλωση ενέργειας

Αξίζει να σημειωθεί ότι τα καυσαέρια αυτά μπορούν να χρησιμοποιηθούν από ένα σύστημα ανάκτησης θερμότητας με στόχο την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Τα θερμά αέρια αποδίδουν μέσα από ένα μπόιλερ την θερμότητά τους σε ένα εργαζόμενο μέσο το οποίο με τη σειρά του εκτελεί ένα θερμοδυναμικό κύκλο, στις περισσότερες των περιπτώσεων κύκλο Rankine, προς παραγωγή ενέργειας. Το εργαζόμενο μέσο μπορεί να είναι νερό ή κάποιο οργανικό μέσο. Στην περίπτωση των οργανικών μέσων υπάρχει το πλεονέκτημα ότι αυτά μπορούν να αποδώσουν καλύτερα σε χαμηλές θερμοκρασίες σε σχέση με το νερό που αποδίδει καλύτερα σε υψηλότερες θερμοκρασίες.

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Παρακάτω ακολουθεί μια τυπική διάταξη ανάκτησης θερμότητας σε μία τσιμεντοβιομηχανία



Εικόνα 3.31: Σύστημα ανάκτησης ενέργεια σε τσιμεντοβιομηχανία [3.30]

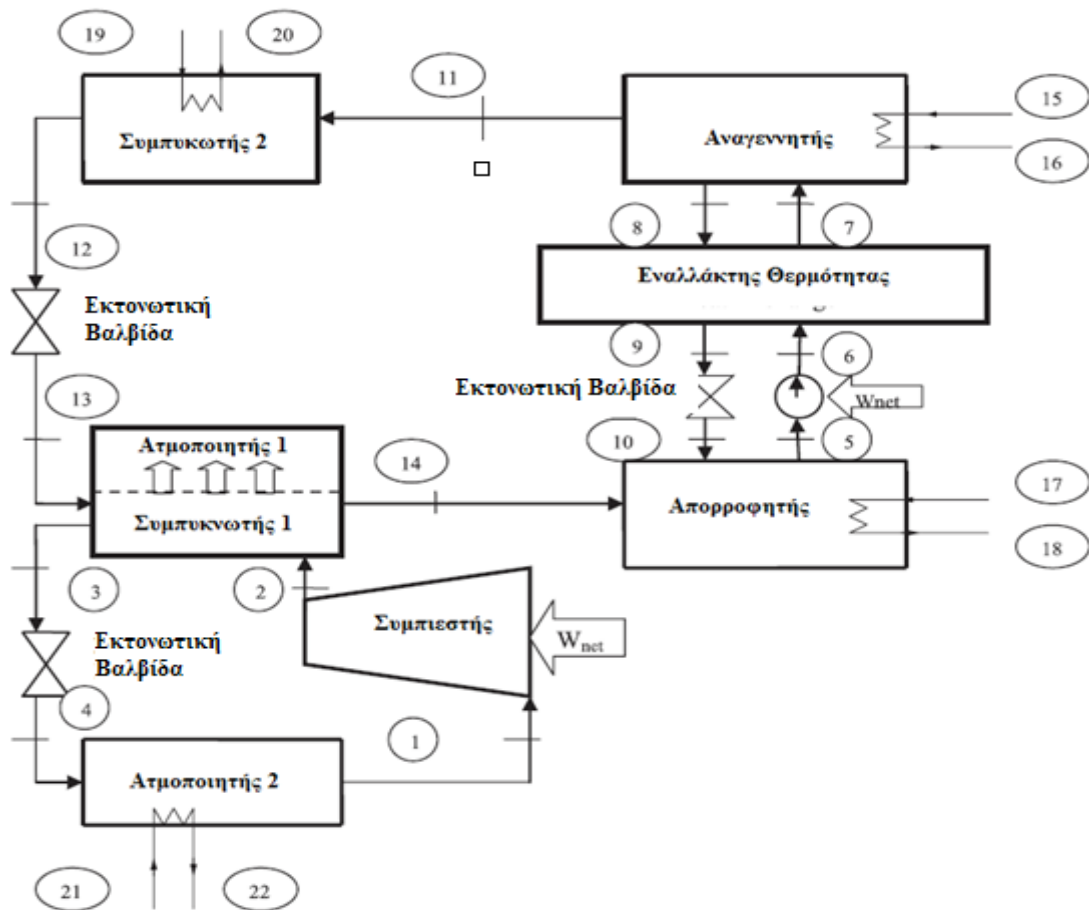
Τα οφέλη από την εφαρμογή ενός τέτοιου συστήματος ανάκτησης θερμότητας στη Βιομηχανία είναι αρκετά και σχετίζονται με διάφορες πτυχές της:

- Μία τέτοια επένδυση είναι ενεργειακά αποδοτική
- Η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται χρησιμοποιείται για την κάλυψη των ιδιοκαταναλώσεων της εγκατάστασης
- Μία τέτοια επένδυση είναι συμφέρουσα οικονομικά καθότι έχει σχεδόν μηδενικό λειτουργικό κόστος
- Μία τέτοια επένδυση είναι φιλική προς το περιβάλλον καθότι αρκετοί τόνοι διοξειδίου του άνθρακα αποφεύγονται ετησίως

3.8 Υβριδικά συστήματα ψύξης

Την τελευταία δεκαετία η παγκόσμια κατανάλωση της ενέργειας αυξάνεται ραγδαία με τα συστήματα ψύξης να αποτελούν ένα μεγάλο μέρος αυτής της κατανάλωσης. Για το λόγο αυτό έγινε επιτακτική η ανάγκη τα συστήματα ψύξης να χρησιμοποιούν κύκλους ψύξης που θα επιτρέπουν την εξοικονόμηση ενέργειας. Πιο συγκεκριμένα τα cascade συστήματα απορρόφησης-συμπίεσης μπορούν να θεωρηθούν ως εναλλακτική επιλογή σε σχέση με την μηχανική συμπίεση ατμών. Επειδή οι κύκλοι αυτοί παρέχουν ψύξη αξιοποιώντας και εναλλακτικές πηγές θερμότητας (ηλιακή ενέργεια, γεωθερμία, απορριπτόμενα βιομηχανικά ποσά θερμότητας) η ηλεκτρική ενέργεια που απαιτείται για την λειτουργία ενός τέτοιου συστήματος είναι σημαντικά μικρότερη από ότι αυτή που απαιτείται για ψύξη μόνο με μηχανική συμπίεση ατμών. Επίσης αυτοί οι κύκλοι χρησιμοποιούν ψυκτικά μέσα φιλικά προς το περιβάλλον με συνέπεια να μην δημιουργούν επιπλέον περιβαλλοντικά προβλήματα [3.31].

Παρακάτω παρατίθεται μια τυπική διάταξη ενός τέτοιου cascade συστήματος ψύκτη απορρόφησης-συμπίεσης.



Εικόνα 3.32: Τυπική διάταξη cascade συστήματος ψύκτη απορρόφησης-συμπίεσης [3.31]

Τα συστήματα αυτού του είδους έχουν γίνει αντικείμενο μελέτης από πολλούς ερευνητές και επιστήμονες με στόχο την μείωση της κατανάλωσης της ενέργειας.

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

Ενδεικτικά παρατίθενται ορισμένες από τις αναλύσεις που πραγματοποιήθηκαν και τα αποτελέσματα αυτών που προέκυψαν.

Οι Jain et al. [3.32] μελετώντας ένα τέτοιο cascade σύστημα απέδειξαν ότι η κατανάλωση ενέργειας μειώνεται κατά 61% περίπου και ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος αυξάνεται κατά 155% σε σχέση με τον αντίστοιχο του ψυκτικού κύκλου με μηχανική συμπίεση ατμών. Παράλληλα εξέτασαν την συμπεριφορά ψυκτικών μέσων φιλικών μέσων προς το περιβάλλον όπως το R410a, R407C και R134a και διαπίστωσαν ότι όλα μπορούν να υποκαταστήσουν ικανοποιητικά το ψυκτικό μέσο R22 που χρησιμοποιείται στη μηχανική συμπίεση ατμών.

Οι Kaïrouani και Nehdi [3.33] πραγματοποίησαν ανάλυση ενός τέτοιου συστήματος με τη χρήση γεωθερμίας σαν εναλλακτική πηγή θερμότητας. Στον κύκλο απορρόφησης χρησιμοποίησαν διμερές μείγμα αμμωνίας-νερού και στο ψυκτικό κύκλο της συμπίεσης επεξεργάστηκαν διάφορα ψυκτικά μέσα όπως R134a, R22 και R717. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι επιτυγχάνεται μείωση της κατανάλωσης της ηλεκτρικής ενέργειας από 37 έως 54% σε σχέση με τον απλό ψυκτικό κύκλο συμπίεση ατμών όταν και τα δύο συστήματα λειτουργούν κάτω από τις ίδιες συνθήκες.

Αξίζει να σημειωθεί ότι παράλληλα με την ανάπτυξη των ψυκτών απορρόφησης και όταν αυτοί έγιναν διαθέσιμοι στην αγορά άρχισε να αναπτύσσεται ταχύτητα η εφαρμογή τέτοιων συστημάτων cascade με χρήση ηλιακής ενέργειας ιδιαίτερα σε μεγάλης κλίμακας εφαρμογές όπως μεγάλα κτίρια με πολλούς ορόφους μειώνοντας δραστικά τις εκπομπές του διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) προς την ατμόσφαιρα.

Το κύριο πλεονέκτημα των cascade συστημάτων απορρόφησης-συμπίεσης με χρήση ηλιακής ενέργειας είναι ότι η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψυκτικού απορρόφησης αυξάνεται σημαντικά. Έτσι σύμφωνα με τον Tang et al. [3.34] ύστερα από αναλύσεις που πραγματοποιήθηκαν διαπιστώθηκε ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος βελτιώθηκε κατά 16,1% σε σχέση με τον αντίστοιχο του απλού κύκλου με μηχανική συμπίεση ατμών.

Συνοψίζοντας αξίζει να τονιστεί ότι τα πλεονεκτήματα τέτοιου είδους συστημάτων υπερτερούν σημαντικά από ενδεχόμενα μειονεκτήματα όπως το υψηλό κόστος των μηχανών και εγκατάστασής τους. Είναι δεδομένο ότι η μείωση των περιβαλλοντικών ρύπων, η σημαντική μείωση στην κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας καθώς και η βελτίωση της επίδοσης των ψυκτικών κύκλων θα οδηγήσει στην περαιτέρω μελέτη ανάλυση και ανάπτυξη αυτού του είδους των συστημάτων.

Βιβλιογραφία 3^{ου} Κεφαλαίου

- [1.1] Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici, General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems
- [1.2] Ε.Μπέλλος, Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτήρια, Διδακτορική Διατριβή, Αθήνα Οκτώβριος 2016
- [2.3] Ε. Κορωνάκη, “Συστήματα Βιομηχανικής Ψύξης”, Αθήνα Οκτώβριος 2015

Κεφάλαιο 3: Συστήματα Ψύξης Με Χρήση Θερμότητας

- [3.1] S. Kalogirou, Solar Energy Engineering, edited by Soteris A. Kalogirou, Academic Press, Boston, 2009
- [3.2] JA. Duffie, WA. Beckman, Solar engineering of thermal processes. 2nd ed. New York: Wiley Interscience;1991
- [3.3] K. A. Antonopoulos, Θερμικά-Ηλιακά συστήματα, Αθήνα 2008
- [3.4] BYH. Liu, RC. Jordan, The long-term average performance of flat-plate solar-energy collectors: With design data for the U.S., its outlying possessions and Canada, Solar Energy 1963;7(2):53-74
- [3.5] U. Eicker, SOLAR Technologies for Buildings, WILEY 2001
- [3.6] Department of Mechanical and Industrial Engineering University of Iceland, Absorption refrigeration system as an integrated-condenser-cooling unit in a geothermal power plant, ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ 2009, Reykjavík, Iceland
- [3.7] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, Design and construction of a LiBr–water absorption machine
- [3.8] R. Petela, Exergy of undiluted thermal radiation, Solar Energy, Volume 74, Issue 6, 2003
- [3.9] Z. Crepinsek, D. Goricanec, J. Krope, Comparison of the performances of absorption refrigeration cycles
- [3.10] Juan Carlos Burbano, Luiz Felipe Pellegrini, Silvio de Oliveira, Exergoeconomic analysis of a hybrid absorption-ejecto compression chiller
- [3.11] http://www.ebaraindonesia.com/docs/Brochure_Model_REW-RGWA.pdf
- [3.12] <http://lathermo.mech.ntua.gr/>
- [3.13] R. K. Khurmi, J. K. Gupta, —A textbook of Refrigeration and Air conditioning, Eurasia Publishing House, Fifth ed., 2011.
- [3.14] Alka Solanki, S.K.Singh, Yash Pal, Performance Evaluation of Triple Effect Vapour Absorption Cooling System
- [3.15] Ε. Βογιατζής, Προσομοίωση, αριστοποίηση και ρύθμιση ηλιακού ψύκτη προσρόφησης συνεχούς λειτουργίας, 2009, Ε.Μ.Π.
- [3.16] Οδηγός Ηλιακού Κλιματισμού, Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας
- [3.17] <http://webserver.dmt.upm.es>
- [3.18] www.reneableenergyworld.com/geothermal-energy/tech.html
- [3.19] Office of Geothermal Technologies, Direct Use of Geothermal Energy, U.S Department of Energy (DOE) , National Renewable Energy Laboratory, DOE/GO-10098-536,1998
- [3.20] Banks, D. An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling, Blackwell Publishing, 2008

- [3.21] Self, S.J.; Reddy, B.V.; Rosen, M.A. Geothermal Heat Pump Systems: Status Review and Comparison with Other Heating Options, Proceedings of Third International Conference on Applied Energy 2011, Perugia, Italy, May 16-18, 2011.
- [3.22] Lund, J.W. Geo-heat Centre. Characteristics, Development and Utilization of Geothermal Resources, Geo-Heat Center (GHC) Quarterly Bulletin, Oregon Institute of Technology: Klamath Falls, Oregon, USA, 2007
- [3.23] Curtis, R.; Lund, J.; Sanner, B.; Rybach, L.; Hellström, G. Ground Source Heat Pumps – Geothermal Energy for Anyone, Anywhere: Current Worldwide Activity, Proceedings of World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, April 24–29, 2005
- [3.24] Tester, J.W. et al. The Future of Geothermal Energy – Impact of Enhanced Geothermal Systems (EGS) on the United States in the 21st Century, Massachusetts Institute of Technology (MIT), 2006
- [3.25] Rybach, L. Global Geothermal Development Growth Rates – In Relation To Other Renewables, Proceedings of World Engineers’ Convention 2011, Geneva, Switzerland, September 4–9, 2011
- [3.26] Dickson, M.H.; Fanelli, M. What Is Geothermal Energy?, Istituto di Geoscienze e Georisorse: Consiglio Nazionale delle Ricerche (CNR), Pisa, Italy, 2004
- [3.27] Yasmine Ammar, Sharon Joyce, Rosemary Norman, Yaodong Wang, Anthony P. Roskilly, Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK, January 2012, U.K
- [3.28] Fuel Economy in furnaces and Waste heat recovery-PCRA (8. Waste heat recovery)
- [3.29] European Commission, Reference Document on Best Available Techniques in the Ferrous Metals Processing Industry, December 2001
- [3.30] Ε.Μπέλλος, Ενεργειακή αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας βιομηχανικών διεργασιών, Αθήνα Ιούλιος 2012
- [3.31] Canan Cimsit, Ilhan Tekin Ozturk, Olcay Kincay , Thermoeconomic optimization of LiBr/H₂O-R134a compression-absorption cascade refrigeration cycle
- [3.32] Jain V, Kachhwaha SS, Sachdeva G. Thermodynamic performance analysis of avapor compression–absorption cascaded refrigeration system. Energy Convers Manage 2013;75:685–700.
- [3.33] L. Kairouani, E. Nehdi, Cooling performance and energy saving of compression- absorption refrigeration system assisted by geothermal energy, Appl.Therm. Eng. 26 (2006) 288e294

- [3.34] P.W. Tang, G.M. Chen, L.M. Tang, L.H. Liu, Simulation of a new combine dabsorption-compression refrigeration cycle, *Cryogenics* 182 (2011) 21–26 (InChinese)

Εξεταζόμενο Σύστημα

4.1 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Η χρήση της ηλιακής ενέργειας αποτελεί έναν από τους πιο ελπιδοφόρους τρόπους αντιμετώπισης των σύγχρονων παγκόσμιων προβλημάτων που σχετίζονται με τον τομέα της ενέργειας. Η μέση αύξηση της θερμοκρασίας της γης, η κλιματική αλλαγή, η μείωση των ορυκτών καυσίμων και συγχρόνως η αυξανόμενη τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας αποτελούν τους κύριους λόγους που οδηγούν ολοταχώς στην υιοθέτηση των ανανεώσιμων και ταυτοχρόνως βιώσιμων πηγών ενέργειας όπως είναι η ηλεκτρική ενέργεια [4.1-4.2]. Πλήθος εφαρμογών μπορούν να εκμεταλλευτούν την ηλιακή ενέργεια επειδή μπορεί να μετατραπεί σε χρήσιμη θερμότητα με τη βοήθεια θερμικών συλλεκτών ή απευθείας σε ηλεκτρική ενέργεια με την χρήση φωτοβολταϊκών πάνελ [4.3-4.4]. Ανάμεσα σε αυτές τις εφαρμογές η ψύξη με χρήση της ηλιακής ενέργειας φαίνεται να είναι η αποτελεσματικότερη για την παραγωγή τόσο της παραγωγής όσο και της ζήτησης θερμικού φορτίου [4.5-4.6]. Επιπλέον οι εφαρμογές ηλιακής ψύξης στοχεύουν στην μείωση της υψηλής απαίτησης ηλεκτρικής ενέργειας κατά τους θερινούς μήνες η οποία δημιουργεί σοβαρά προβλήματα στο δίκτυο διανομής ενέργειας [4.7]

Σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης χρησιμοποιούνται μηχανές προσρόφησης ή απορρόφησης ή μηχανές με αφυγραντικούς τροχούς ενώ σε εφαρμογές όπου συναντώνται εξαιρετικά χαμηλές θερμοκρασίες κοντά στους -40°C μηχανές απορρόφησης με $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ αποτελούν την πιο συνηθισμένη επιλογή [4.8]. Τα τελευταία χρόνια η χρήση cascade συστημάτων που αποτελούνται από μηχανές απορρόφησης που λειτουργούν με διμερές μείγμα $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ και κύκλου με μηχανική συμπίεση ατμών έχουν μελετηθεί από πολλούς ερευνητές. Η βασική ιδέα τέτοιων συστημάτων είναι ο διαχωρισμός της διαδικασίας της ψύξης σε δύο μέρη. Στο κομμάτι της <<χαμηλής ψύξης>> ο κύκλος με μηχανική συμπίεση ατμών παράγει ψύξη στην επιθυμητή θερμοκρασία (για παράδειγμα από -40°C έως -20°C) και απορρίπτει θερμότητα σε σχετικά χαμηλή θερμοκρασία (από 5°C έως 10°C). Στη συνέχεια η θερμότητα αυτή χρησιμοποιείται από τον ψύκτη απορρόφησης σαν ψυκτικό φορτίο και στην συνέχεια ο ψύκτης την απορρίπτει στο περιβάλλον σε υψηλότερη θερμοκρασία (από 30°C έως 50°C). Ο κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια και ο ψύκτης απορρόφησης χρησιμοποιεί την θερμότητα σε θερμοκρασιακά επίπεδα της τάξης των 100°C στην περίπτωση που αυτός είναι μονής βαθμίδας [4.9].

Η διαμόρφωση τέτοιους είδους συστημάτων είναι δυνατόν να μειώσει την κατανάλωση της ηλεκτρικής ενέργεια του συμπιεστή του κύκλου με μηχανική συμπίεση ατμών μέχρι και 50% [4.10] ενώ συγχρόνως εκμεταλλεύεται εναλλακτικές πηγές ενέργειας όπως

είναι η ηλιακή ενέργεια, η γεωθερμία και η ανάκτηση θερμότητας [4.11]. Επιπλέον το διμερές μείγμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ είναι λιγότερο τοξικό σε σχέση με το μείγμα $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ και έτσι χρησιμοποιείται στην πλειονότητα των εφαρμογών [4.12]. Περίπου το 80% των υπάρχουσών μηχανών απορρόφησης λειτουργούν με μείγμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ [4.13], γεγονός που αποδεικνύει την ευρύτερη υιοθέτηση αυτής της τεχνολογίας. Ένα επιπλέον πλεονέκτημα αυτών των συστημάτων είναι η εκμετάλλευση των ήδη εγκατεστημένων κύκλων μηχανικής συμπίεσης ατμών προσθέτοντας έναν επιπλέον ψύκτη απορρόφησης.

Ζήτημα ζωτικής σημασίας είναι η κατάλληλη επιλογή του είδους των συλλεκτών για την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας. Οι επίπεδοι συλλέκτες συνήθως αδυνατούν να παράγουν θερμότητα ικανοποιητικά σε θερμοκρασία κοντά στους 100°C [4.14] και συνεπώς δεν συνιστώνται για τέτοιου είδους εφαρμογές. Από την άλλη μεριά οι τεχνολογίες συγκέντρωσης της ηλιακής ακτινοβολίας όπως είναι οι παραβολικοί συλλέκτες και οι ανακλαστές Fresnel είναι ιδιαίτερα πολύπλοκες και δαπανηρές τεχνολογίες οι οποίες απαιτούν ακριβή μηχανισμό παρακολούθησης και συνήθως χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές μεσαίων και υψηλών θερμοκρασιών (συνήθως πάνω από 150°C έως 200°C) [4.15-4.16]. Συνεπώς η χρήση συλλεκτών κενού είναι η πιο ενδεδειγμένη [4.17-4.18] λύση για την τροφοδοσία μηχανών ρόφησης όπως περιγράφηκε προηγουμένως στην λειτουργία των cascade συστημάτων ψύξης.

Στην βιβλιογραφία υπάρχουν πλήθος μελετών οι οποίες εξέτασαν τέτοιου είδους συστήματα ψύξης μηχανικής συμπίεσης ατμών με ψύκτη απορρόφησης. Ένας μικρός αριθμός αυτών των μελετών εστιάστηκε σε συστήματα όπου ο ψύκτης απορρόφησης λειτουργεί με $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ εξαιτίας του γεγονότος ότι αυτές οι μηχανές χρησιμοποιούνται συνήθως σε εφαρμογές όπου απαιτούνται εξαιρετικά χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης. Οι Fernandez-Seara et al [4.19] μελέτησαν ένα τέτοιο σύστημα με απορροφητικό εργαζόμενο μέσο μείγμα $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ ενώ CO_2 και NH_3 δοκιμάστηκαν ως ψυκτικά μέσα. Τα αποτελέσματα προέκυψαν από την δοκιμή των δύο διαφορετικών ψυκτικών μέσων ήταν παρόμοια και το γενικότερο συμπέρασμα που προέκυψε ήταν η χαμηλή απόδοση του εξεταζόμενου συστήματος. Οι Jain et al [4.20] συνέκριναν ένα παρόμοιο σύστημα με ένα διβάθμιο σύστημα μηχανικής συμπίεσης ατμών και κατέληξαν στην εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας της τάξης περίπου 60%. Η πλειονότητα των μελετών αφορούν συστήματα με μείγμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ως εργαζόμενο απορροφητικό μέσο με ταυτόχρονη δοκιμή διάφορων ψυκτικών μέσων. Οι Cimsit και Ozturk [4.21] εξέτασαν την απόδοση ενός τέτοιου συστήματος με απορροφητικό μέσο $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ και διάφορα ψυκτικά μέσα. Απέδειξαν ότι το ψυκτικό μέσο R134a αποτελεί καλύτερη επιλογή από αυτήν του ψυκτικού μέσου R410a και της NH_3 . Επιπλέον έδειξαν ότι προκύπτει εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας μέχρι και 50% σε σχέση με ένα συμβατικό μονοβάθμιο κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών. Επιπροσθέτως οι Cimsit et al [4.22] απέδειξαν ότι η χρήση $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ σε cascade συστήματα είναι πιο αποδοτική από την χρήση $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ ενώ ανέφεραν ότι η χρήση CO_2 ως ψυκτικό μέσο οδηγεί σε χαμηλότερη επίδοση του συστήματος από ότι με R134a. Οι Colorado και Velazquez [4.23] και αυτοί με τη σειρά τους μελέτησαν ένα σύστημα ψύξης με ψύκτη απορρόφησης και μηχανική συμπίεση ατμών χρησιμοποιώντας διάφορα εργαζόμενα

μέσα. Απέδειξαν ότι το ψυκτικό μέσο R134a είναι η πιο κατάλληλη επιλογή συγκρινόμενη με τη χρήση NH₃ ή CO₂. Οι Colorado και Rivera [4.24] απέδειξαν ότι η χρήση R134a ως ψυκτικού μέσου υπερτερεί της χρήσης CO₂ σε ένα τέτοιου είδους σύστημα που χρησιμοποιεί μονοβάθμιο ή διβάθμιο ψύκτη απορρόφησης με απορροφητικό μέσο LiBr-H₂O. Η εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας με τη χρήση του R134a άγγιξε περίπου το 45%. Τέλος οι Xu et al. [4.25] εξέτασαν την χρήση ενός εξατμιστή-υποψύκτη και συνέκριναν αυτή τη διαμόρφωση με ένα συμβατικό σύστημα ατμοποιητή-συμπυκνωτή. Βρήκαν ότι αν και το συμβατικό σύστημα έχει υψηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς (COP) παρουσιάζει χαμηλότερη εξεργειακή αποτελεσματικότητα από το καινοτόμο σύστημα εξατμιστή-υποψύκτη.

Η επόμενη κατηγορία μελετών της βιβλιογραφίας εξετάζει την αντίστοιχη πηγή θερμότητας που χρησιμοποιείται κάθε φορά σε ένα σύστημα με ψύκτη απορρόφησης και μηχανική συμπίεση ατμών. Πληθώρα πηγών θερμότητας εξετάστηκαν στην βιβλιογραφία. Χαρακτηριστικά η χρήση λέβητα θερμότητας (boiler) μελετήθηκε στις αναφορές [4.26-4.27] ενώ η χρήση θερμικής ενέργειας στις αναφορές [4.28-4.29]. Η χρήση της ανάκτησης θερμότητας μελετήθηκε από τους Garimella et al [4.30] ενώ η χρήση της γεωθερμίας εξετάστηκε από τους Kairouani και Nehdi [4.31].

Η ηλιακή ενέργεια ως η κύρια πηγή θερμότητας έχει επίσης εξεταστεί από πολλούς ερευνητές. Οι Chhnpappa et al [4.32] ήταν οι πρώτοι ερευνητές που εξέτασαν ένα σύστημα μηχανικής συμπίεσης ατμών με ψύκτη απορρόφησης και χρήση ηλιακής ενέργειας. Σε αυτή την διαμόρφωση επίπεδοι συλλέκτες χρησιμοποιήθηκαν ενώ H₂O-NH₃ και R22 χρησιμοποιήθηκαν ως απορροφητικό και εργαζόμενο μέσο αντιστοίχως. Οι Khan και Orfi [4.33] εξέτασαν μία παρόμοια διαμόρφωση με διάφορα ψυκτικά μέσα όπως R22, R134a και CO₂ και απέδειξαν ότι το R134a αποτελεί την καλύτερη επιλογή ψυκτικού μέσου που οδηγεί σε εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας κατά 44.7% σε ετήσια βάση. Οι Li et al [4.12] διερεύνησαν την χρήση σύνθετων παραβολικών συλλεκτών σε ένα cascade σύστημα με LiBr-H₂O και R410a. Βρήκαν ότι η ετήσια εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας είναι της τάξης μόνο του 7% και υπέδειξαν ότι η απαιτούμενη συλλεκτική επιφάνεια για το σύστημα ηλιακής ψύξης θα έπρεπε να κυμαίνεται από 4.5 μέχρι 6.75 m²/kW. Η τελευταία μελέτη σχετική με την αξιοποίηση ηλιακής ενέργειας σε σύστημα μηχανικής συμπίεσης ατμών και ψύκτη απορρόφησης πραγματοποιήθηκε από τους Boyaghchi et al [4.34]. Διερεύνησαν ένα σύστημα ψύξης που αποτελείται από επίπεδους συλλέκτες που λειτουργούν με νανο-υλικά και μία βοηθητική πηγή θερμότητας. Το σύστημα που μελέτησαν αποτελείτο από ένα ψύκτη απορρόφησης και ένα σύστημα συμπίεσης με εγχυτήρα. Επέλεξαν LiBr-H₂O ως εργαζόμενο μέσο και εξέτασαν διάφορα ψυκτικά μέσα. Το ψυκτικό μέσο R134a αποδείχθηκε ξανά η πιο αποδοτική επιλογή ψυκτικού μέσου και ο ημερήσιος συντελεστής συμπεριφοράς (COP) βρέθηκε ίσος περίπου με 0.09 ενώ η ημερήσια εξεργειακή αποτελεσματικότητα ίση με 0.53%. Οι δείκτες αυτοί μικρής απόδοσης εξηγούνται από την παραγωγή ψύξης σε σχετικά μεγάλη θερμοκρασία ίση με 4°C.

4.2 Στόχος διπλωματικής εργασίας

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η διερεύνηση της ετήσιας απόδοσης ενός συστήματος μηχανικής συμπίεσης ατμών με ψύκτη απορρόφησης με τη χρήση ηλιακής ενέργειας. Διαφορετικά σενάρια λειτουργίας εξετάστηκαν κατά τη διάρκεια της εργασίας δοκιμάζοντας διάφορους συνδυασμούς θερμοκρασιών ψύξης και συμπύκνωσης. Ο ψύκτης απορρόφησης λειτουργεί με διμερές μείγμα LiBr-H₂O ως εργαζόμενο μέσο ενώ στο κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών εξετάστηκαν διάφορα ψυκτικά μέσα [R134a, R404a, R410a, R407c, R744(CO₂)]. Η ηλιακή ενέργεια είναι η μόνη πηγή θερμότητας που εξετάστηκε στο σύστημα ενώ συλλέκτες με σωλήνες κενού συνδεδεμένοι με ένα δοχείο αποθήκευσης επελέγησαν ως η πιο ιδανική λύση για την τροφοδότηση του συστήματος ψύξης με την απαραίτητη ζήτηση θερμότητας. Τέλος πραγματοποιήθηκε η ενεργειακή, εξεργειακή, οικονομική και περιβαλλοντική ανάλυση του περιγραφέντος συστήματος με τη βοήθεια του αναπτυγμένου και επικυρωμένου μοντέλου EES (Engineering Equation Solver).

4.3 Περιγραφή εξεταζόμενου συστήματος

Το εξεταζόμενο ηλιακό σύστημα ψύξης μπορεί να χωριστεί σε τέσσερα κύρια υποσυστήματα: το πεδίο ηλιακών συλλεκτών, το δοχείο αποθήκευσης, το ψύκτη απορρόφησης και το κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών. Η εικόνα 4.1 που ακολουθεί στη συνέχεια απεικονίζει το εξεταζόμενο σύστημα με τις απαραίτητες λεπτομέρειες.

Η ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει σε συλλέκτες με σωλήνες κενού οι οποίοι έχουν κλίση 38°. Η γωνία αυτή επιλέχθηκε να είναι ίση με το γεωγραφικό πλάτος της Αθήνας, μία επιλογή που οδηγεί στη βέλτιστη ετήσια χρήση της ηλιακής ενέργειας [4.35]. Η συλλεκτική επιφάνεια επιλέχθηκε να παραμένει σταθερή και ίση με 300 m². Ο ειδικός ρυθμός ροής μάζας του συλλέκτη επιλέχθηκε να είναι ίσος με 0.02 kg/s·m² [4.35], μία συνηθισμένη τιμή του ο οποίος κυμαίνεται από 0.01 έως 0.03 kg/s·m². Το εργαζόμενο υγρό σε αυτό το κύκλωμα είναι θερμικό πετρέλαιο για να είναι εφικτή η λειτουργία σε θερμοκρασίες πάνω από τους 100°C χωρίς πρόβλημα ασφάλειας. Το Therminol VP1 [4.36] επιλέγεται ως μία αξιόπιστη λύση για θερμικά ηλιακά συστήματα τα οποία μπορούν να λειτουργούν μέχρι και 400°C με ασφάλεια. Το θερμικό αυτό πετρέλαιο χρησιμοποιείται επίσης στην δεξαμενή αποθήκευσης του εξεταζόμενου συστήματος. Η βέλτιστη δεξαμενή βρέθηκε να είναι ίση με 5m³ ύστερα από αναλύσεις που πραγματοποιήθηκαν. Οι αναλύσεις αυτές συνέκριναν τις δεξαμενές αποθήκευσης των 5m³, 10m³, 15m³, 20m³. Αξίζει να σημειωθεί ότι η δεξαμενή αποθήκευσης έχει κυλινδρικό σχήμα και είναι μονωμένη ώστε οι θερμικές απώλειες στο περιβάλλον να είναι ελάχιστες. Ο συντελεστής θερμικής απώλειας ο οποίος περιλαμβάνει απώλειες ακτινοβολίας, αγωγής και συναγωγής λαμβάνεται ίσος με 0.5W/m²·K [4.4]. Η αποθηκευμένη ενέργεια στη δεξαμενή αποθήκευσης χρησιμοποιείται για την τροφοδοσία του ψύκτη απορρόφησης με την απαιτούμενη θερμική ενέργεια. Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στη γεννήτρια του ψύκτη απορρόφησης επιλέγεται να είναι ίσος με 15kW/K. Η δεξαμενή αποθήκευσης έχει διαμορφωθεί με ζώνες ανάμιξης [4.35] και μέσα στο δοχείο το θερμότερο θερμικό πετρέλαιο συγκεντρώνεται στο πάνω μέρος του και το κρύο στο κάτω μέρος του.

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

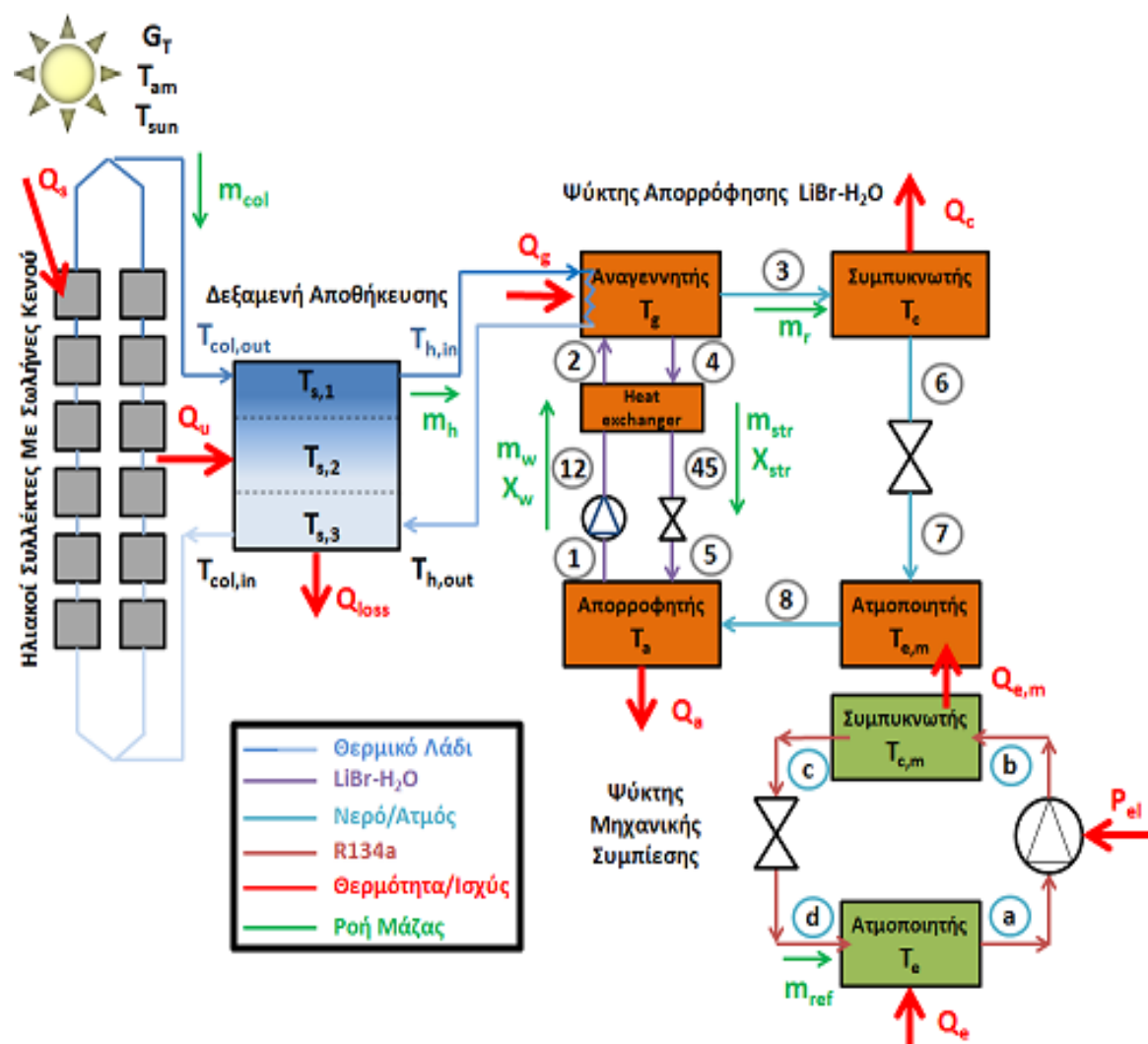
Η θερμότητα εισόδου στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης χρησιμοποιείται για την εξάτμιση του ατμού από το ισχυρό διάλυμα LiBr-H₂O μέσα στον αναγεννητή. Αυτός ο υπέρθερμος ατμός (σημείο 3) φεύγει από τον αναγεννητή και εισέρχεται στον συμπυκνωτή του συστήματος. Στον συμπυκνωτή η θερμότητα απορρίπτεται στο περιβάλλον και δημιουργείται κορεσμένο νερό (σημείο 6). Το κορεσμένο νερό εισέρχεται στην βαλβίδα στραγγαλισμού και η πίεση μειώνεται χωρίς θερμικές απώλειες. Αυτή η υπόθεση (αδιαβατική διαδικασία) καθιστά την ενθαλπία των σημείων 6 και 7 ίδια. Το σημείο 7 είναι ένα μείγμα ύδατος/ατμού χαμηλής πίεσης Κι βρίσκεται πριν από την είσοδο του ατμοποιητή. Μέσα στον ατμοποιητή απορροφάται θερμότητα από τον συμπυκνωτή του μηχανικού συστήματος συμπίεσης. Το επίπεδο θερμοκρασίας στο εσωτερικό του ατμοποιητή ($T_{e,m}$) είναι χαμηλότερο από τα επίπεδα θερμοκρασίας στο εσωτερικό του συμπυκνωτή του μηχανικού συστήματος συμπίεσης προκειμένου να είναι εφικτή η μεταφορά θερμότητας. Στην έξοδο του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης (σημείο 8) παράγεται κορεσμένος ατμός χαμηλής πίεσης. Αυτή η ποσότητα προσδίδεται στον απορροφητή όπου απορρίπτεται θερμότητα στο περιβάλλον. Μέσα στον απορροφητήρα υπάρχει το ασθενές διάλυμα και ο εισερχόμενος ατμός εγκλωβίζεται μέσα στο αλάτι. Το κορεσμένο ασθενές άλας χαμηλής πίεσης (σημείο 1) φεύγει από τον απορροφητήρα και με τη βοήθεια κυκλοφορητικής αντλίας, η οποία καταναλώνει εξαιρετικά χαμηλές ποσότητες ηλεκτρικής ενέργειας, εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος. Το ασθενές ρεύμα στην είσοδο του εναλλάκτη θερμότητας (σημείο 12) θερμαίνεται από το ισχυρό και θερμό διάλυμα του άλλου ατμού (σημείο 2) ενώ από την άλλη πλευρά το θερμό ισχυρό ρεύμα υψηλής πίεσης (σημείο 4) φεύγει από τον αναγεννητή και εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας. Αυτός ο ατμός αφήνει αυτή τη συσκευή με χαμηλότερη θερμοκρασία (σημείο 45) και εισέρχεται σε βαλβίδα στραγγαλισμού (και πάλι εδώ η ενθαλπία διατηρείται) και στη συνέχεια γίνεται ισχυρό ρεύμα χαμηλής πίεσης (σημείο 5) που εισέρχεται στον απορροφητή.

Η θερμοκρασία του ατμοποιητή στο ψύκτη απορρόφησης έχει επιλεγεί να είναι ίση με 5°C. Όπως θα παρουσιαστεί και παρακάτω αναλυτικότερα η μεταβλητή αυτή εξετάστηκε παραμετρικά από 5°C έως 15°C με βήμα κάθε φορά 2.5°C. Τελικά η μεταβλητή αυτή επιλέχθηκε να έχει χαμηλή τιμή για να μειώσει επίσης τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή του μηχανικού συστήματος συμπίεσης. Η στρατηγική αυτή στοχεύει στην ελαχιστοποίηση της κατανάλωσης της ηλεκτρικής ενέργειας στο σύστημα ψύξης μηχανικής συμπίεσης. Επιπλέον το επίπεδο θερμοκρασίας στον συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης επιλέγεται να είναι το ίδιο με το επίπεδο θερμοκρασίας στον απορροφητή. Αυτή η θερμοκρασία εξετάζεται παραμετρικά σε αυτή την εργασία από 30°C έως 50°C.

Στο σύστημα μηχανικής συμπίεσης το φορτίο ψύξης του ατμοποιητή λειτουργεί με θερμοκρασία ίση με T_e . Η θερμοκρασία αυτή εξετάζεται παραμετρικά από -40°C έως 0°C. Όπως προαναφέρθηκε εξετάστηκαν διάφορα ψυκτικά μέσα με την αποδοτικότερη επιλογή να αποτελεί το R134a. Το ψυκτικό αυτό εξέρχεται από τον ατμοποιητή ως κορεσμένο υγρό (σημείο a) και εισέρχεται στον μηχανικό συμπιεστή. Ο ισοεντροπικός βαθμός απόδοσης αυτής της συσκευής επιλέχθηκε ίσος με 90% και ο μηχανικός βαθμός

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

απόδοσής της ίσος με 70% [4.37]. Ο υπέρθερμος ατμός στην έξοδο του συμπιεστή (σημείο b) εισέρχεται στον συμπυκνωτή του συστήματος μηχανικής συμπίεσης που λειτουργεί με θερμοκρασία κορεσμού ίση με $T_{c,m}$. Η ηλεκτρική ενέργεια καταναλώνεται σε αυτήν την συσκευή και η μείωση αυτής της κατανάλωσης είναι ένας από τους κύριους στόχους της παρουσιαζόμενης διαμόρφωσης. Αυτό το επίπεδο θερμοκρασίας επιλέγεται να είναι 8 K μεγαλύτερο από τη θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης ($T_{c,m} - T_e = 8K$) [4.21]. Ο συμπυκνωτής αυτός απορρίπτει τη θερμότητα στον ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης και δημιουργείται κορεσμένο υγρό στην έξοδο του (σημείο c). Το υγρό αυτό εισέρχεται στην αδιαβατική βαλβίδα στραγγαλισμού (η ενθαλπία διατηρείται σταθερή) και μείγμα υγρού-ατμού δημιουργείται στην έξοδο του (σημείο d). Αυτό το μείγμα οδηγείται στον ατμοποιητή και ο κύκλος μηχανικής συμπίεσης κλείνει.



Εικόνα 4.1: Το εξεταζόμενο σύστημα ηλιακής ψύξης

4.4 Μαθηματικό μοντέλο

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

4.4.1 Μετεωρολογικά δεδομένα

Τα δεδομένα του καιρού στην παρούσα διπλωματική εργασία αφορούν τις κλιματικές συνθήκες της Αθήνας, Ελλάδα (37°59'N, 23°44'E). Η 21^η ημέρα κάθε μήνα επιλέγεται ως η πλέον κατάλληλη ημέρα για εξέταση σύμφωνα με τα πρότυπα της ASHRAE. Για αυτές τις μέρες υπολογίζονται ορισμένες χρήσιμες παράμετροι. Η γωνία κλίσης της ηλιακής ακτινοβολίας δίνεται σύμφωνα με την εξίσωση 4.1 [4.35]. Η παράμετρος “Ημέρα” είναι ο αριθμός ημέρας του έτους (για παράδειγμα Ημέρα=1 για την 1^η Ιανουαρίου)

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{284 + \text{Ημέρα}}{365}\right) \quad (4.1)$$

Η θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της ημέρας δίνεται σύμφωνα με την εξίσωση 4.2 [4.38]. Η εξίσωση αυτή δείχνει ότι η μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος παρατηρείται στις 14:00, μία ρεαλιστική υπόθεση.

$$T_{\text{am}} = T_{\text{am,m}} + \frac{DR}{2} \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{t_h - \frac{N_D}{2} - 2}{24}\right) \quad (4.2)$$

Όπου:

- $T_{\text{am,m}}$: η μέση τιμή της θερμοκρασίας
- DR : η διακύμανση της θερμοκρασίας
- t_h : η χρονική στιγμή κατά την διάρκεια της μέρας σε δευτερόλεπτα

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

$$N_D = \frac{2}{15} \cdot \arccos(-\tan \varphi \cdot \tan \delta) \quad (4.3)$$

Η ηλιακή ακτινοβολία για κάθε στιγμή υπολογίζεται σύμφωνα με την ακόλουθη εξίσωση 4.4. Ο τύπος αυτός υποθέτει ότι η πρόσπτωση της ηλιακής ακτινοβολίας στο επίπεδο του συλλέκτη είναι μία ημιτονοειδής συνάρτηση που είναι μία ρεαλιστική υπόθεση.

$$G_T = \frac{\pi \cdot H_T \cdot 10^3}{2 \cdot N_D} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t_h}{N_D}\right) \quad (4.4)$$

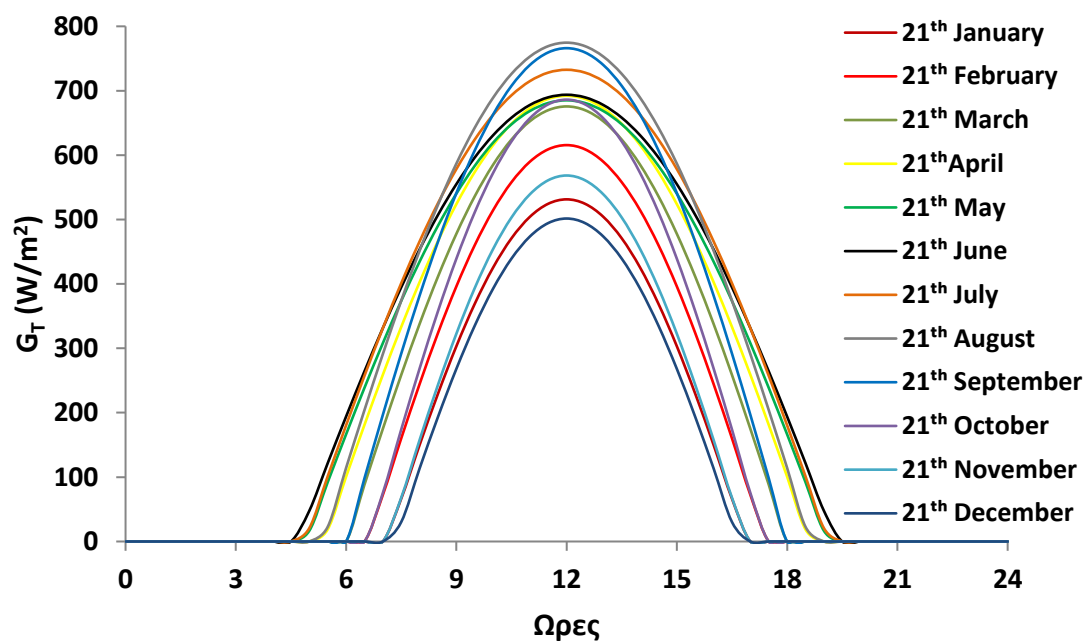
Αξίζει να αναφέρουμε ότι η χρονική παράμετρος (t_h) λαμβάνει τιμές από 0 έως N_D στις εξισώσεις 4.2 και 4.4. Ο κάτωθι πίνακας δίνει όλα τα σημαντικά δεδομένα σχετικά με το ηλιακό δυναμικό και το επίπεδο θερμοκρασίας περιβάλλοντος για όλους του εξεταζόμενους μήνες [4.39-4.40]. Επιπλέον η γωνία κλίσης της ηλιακής ακτινοβολίας και η διάρκεια της ημέρας δίνονται για τις δώδεκα ημέρες που εξετάστηκαν. Τα σχήματα που ακολουθούν απεικονίζουν την επίπτωση ηλιακής ακτινοβολίας και το επίπεδο θερμοκρασίας περιβάλλοντος κατά την διάρκεια των δώδεκα εξεταζόμενων ημερών αντίστοιχα. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι αυτά τα καιρικά δεδομένα αντιστοιχούν στα στοιχεία της βιβλιογραφίας για το κλίμα της Αθήνας και

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

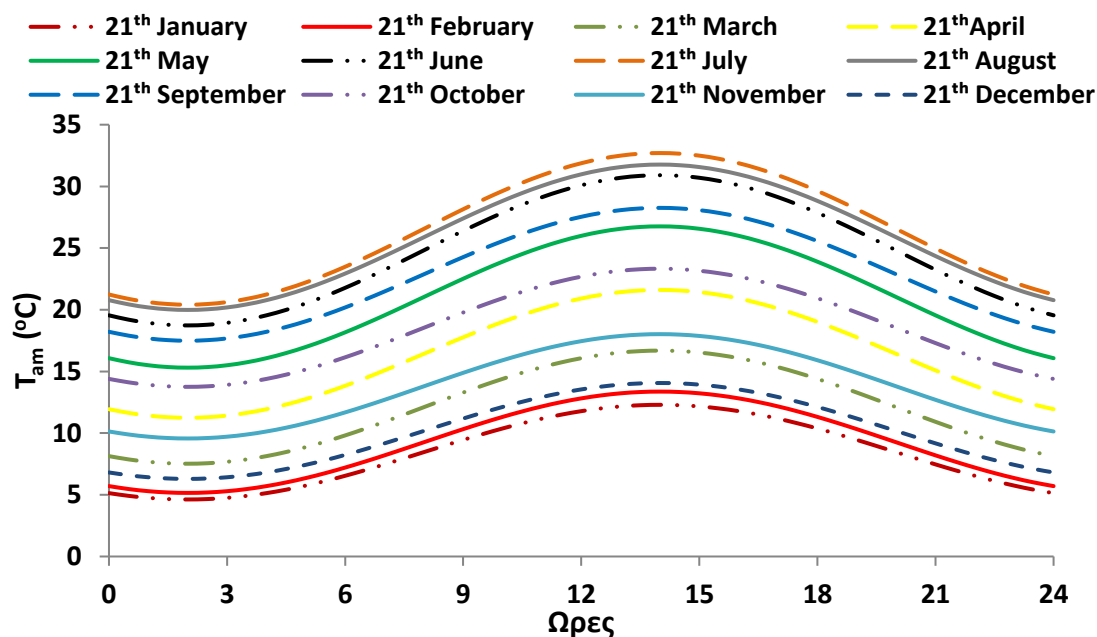
αντιπροσωπεύουν τις συνήθεις ημέρες για όλους τους μήνες. Έτσι είναι δυνατό να προσδιοριστεί η μηνιαία απόδοση του συλλέκτη εξετάζοντας μόνο μία μέρα κάθε μήνα.

Μήνας	H_T (kWh/m ²)	$G_{T,max}$ (W/m ²)	Ημέρα (-)	δ (°)	N_D (h)	$T_{am,m}$ (K)	DR (K)
Ιανουάριος	3.308	531.3	21	-20.14	9.78	281.61	7.67
Φεβρουάριος	4.236	615.6	52	-11.23	10.81	282.41	8.21
Μάρτιος	5.161	675.5	81	0	12	285.25	9.17
Απρίλιος	5.829	692.1	111	11.58	13.23	289.58	10.36
Μάιος	6.202	685.1	141	20.14	14.22	294.18	11.45
Ιούνιος	6.466	693.8	172	23.45	14.64	297.97	12.17
Ιούλιος	6.649	732.4	202	20.44	14.26	299.71	12.29
Αύγουστος	6.533	774.5	233	11.75	13.25	299.03	11.78
Σεπτέμβριος	5.842	766	264	-0.2	11.98	296.02	10.77
Οκτώβριος	4.697	686.3	294	-11.75	10.75	291.69	9.57
Νοέμβριος	3.525	568.5	325	-20.44	9.74	286.94	8.45
Δεκέμβριος	2.988	501.4	355	-23.45	9.36	283.33	7.77

Πίνακας 4.2: Καιρικά δεδομένα για την 21^η ημέρα του κάθε μήνα [4.41-4.42]



Εικόνα 4.3: Ημερήσια προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία για όλους τους εξεταζόμενους μήνες



Εικόνα 4.4: Ημερήσια θερμοκρασία περιβάλλοντος για όλους τους εξεταζόμενους μήνες

4.4.2 Σύστημα ηλιακών συλλεκτών

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

$$Q_{\text{solar}} = A_c \cdot G_T \quad (4.5)$$

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

$$Q_u = m_{\text{col}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{col,out}} - T_{\text{col,in}}) \quad (4.6)$$

Σαν στιγμιαίος θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη (η_{th}), ορίζεται ο λόγος της αποδιδόμενης ισχύος Q_u , προς την αντίστοιχη προς την αντίστοιχη προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία Q_s :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (4.7)$$

Η καμπύλη απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών σε αυτή την μελέτη, έχει ληφθεί από την βιβλιογραφία [4.37] και δίνεται στην παρακάτω εξίσωση:

$$\eta_{\text{th}} = 0.6869 - 1.4709 \cdot \left(\frac{T_{\text{col,in}} - T_{\text{amb}}}{G_T} \right) \quad (4.8)$$

Η παροχή μάζας στο σύστημα των ηλιακών συλλεκτών υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση η οποία χρησιμοποιείται ευρέως στην βιβλιογραφία [4.35]:

$$\dot{m}_{\text{col}} = 0.02 \cdot A_c \quad (4.9)$$

4.4.3 Μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης

Το δοχείο αποθήκευσης του νερού επηρεάζει ολόκληρη τη ψυκτική εγκατάσταση. Ο όγκος του καθορίζει την αποθήκευση ενέργειας στο σύστημα, τα επίπεδα θερμοκρασίας της λειτουργίας του συστήματος και τις απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον. Για την προσομοίωση της συμπεριφοράς του δοχείου αποθήκευσης ακολουθήθηκε η μεθοδολογία της ισοθερμικής ανάμειξης μεταξύ των επιμέρους ζωνών [4.35]. Σύμφωνα με αυτή τη μοντελοποίηση η δεξαμενή αποθήκευσης χωρίζεται σε οριζόντιες ζώνες που περιλαμβάνουν θερμικό λάδι της ίδιας θερμοκρασίας (ομοιόμορφη θερμοκρασία σε ολόκληρη τη ζώνη). Η θερμότητα και η μάζα ανταλλάσσονται μεταξύ των ζωνών και διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας δημιουργείται μέσα στη δεξαμενή. Το θερμότερο θερμικό λάδι βρίσκεται στο πάνω μέρος και το ψυχρό στο κάτω μέρος της δεξαμενής αποθήκευσης. Σε κάθε ζώνη – κόμβο γράφεται ο ισολογισμός ενέργειας. Με την επίλυση όλων των εξισώσεων ταυτόχρονα προσδιορίζεται η θερμοκρασία στο εσωτερικό του δοχείου σε κάθε ζώνη.

Οι ισολογισμοί ενέργειας περιγράφονται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

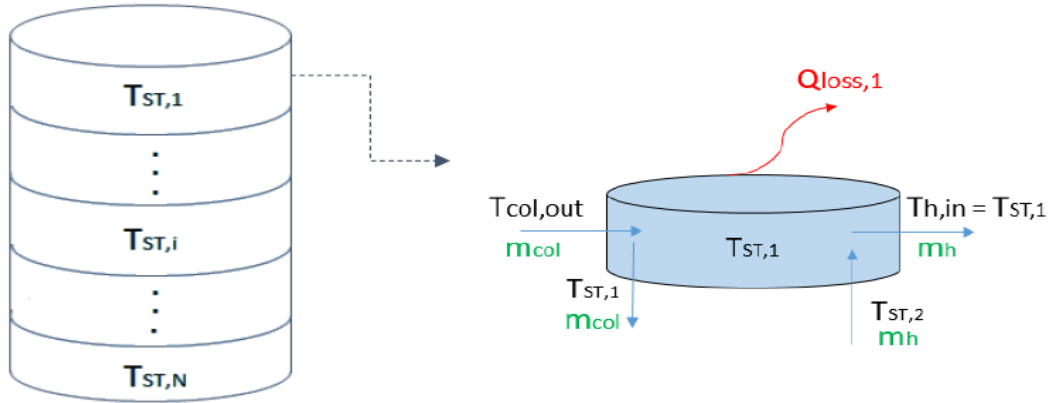
$$\frac{M_{st,1}}{5} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{st,1}}{dt} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out} - T_{st,1}) + \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{st,2} - T_{st,1}) - U_T \cdot A_{st,1} \cdot (T_{st,1} - T_{am}) \quad (4.10)$$

$$\frac{M_{st,i}}{5} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{st,i}}{dt} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{i-1} - T_{st,i}) + \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{i+1} - T_{st,i}) - U_T \cdot A_{st,i} \cdot (T_{st,i} - T_{am}) \quad (4.11)$$

$$\frac{M_{st,N}}{5} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{st,N}}{dt} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{N-1} - T_{st,N}) + \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{h,out} - T_{st,N}) - U_T \cdot A_{st,N} \cdot (T_{st,N} - T_{am}) \quad (4.12)$$

Η εξίσωση 4.10 περιγράφει τον ισολογισμό ενέργειας της πρώτης ζώνης, η εξίσωση 4.11 περιγράφει τον ισολογισμό ενέργειας για κάθε ζώνη $i=2, N-1$, ενώ η εξίσωση 4.12 αντιστοιχεί στην τελευταία ζώνη.

Στο αριστερό μέλος της κάθε εξίσωσης βρίσκεται ο όρος αποθήκευσης ενέργειας σε κάθε ζώνη. Ο ισολογισμός ενέργειας της πρώτης ζώνης δίνεται και σχηματικά στην εικόνα 4.5. Το ρευστό από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών παροχής \dot{m}_{col} και θερμοκρασίας $T_{col,out}$ εισέρχεται στην πρώτη ζώνη του δοχείου αποθήκευσης και εξέρχεται από αυτήν με θερμοκρασία $T_{st,1}$ κατευθυνόμενο στην ζώνη 2. Επίσης το ρευστό που εξέρχεται από την ζώνη 2 εισέρχεται στην πρώτη με παροχή \dot{m}_h και θερμοκρασία $T_{st,2}$ και στην συνέχεια εξέρχεται με θερμοκρασία $T_{st,1}$ κατευθυνόμενο προς τον αναγεννητή. Σαν έξοδο από το 'σύστημα' της πρώτης ζώνης αποτελούν και οι απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον Q_{loss} . Έτσι προέκυψε ο ισολογισμός ενέργειας της πρώτης ζώνης. Με παρόμοιο τρόπο γράφονται όλοι οι ισολογισμοί ενέργειας για κάθε ζώνη.



Εικόνα 4.5: Ισολογισμός ενέργειας στην πρώτη ζώνη της δεξαμενής αποθήκευσης [4.43]

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

$$T_{col,in} = T_{st,N} \quad (4.13)$$

$$T_{h,in} = T_{st,1} \quad (4.14)$$

Ο ρυθμός ροής μάζας στον αναγεννητή (m_h) λαμβάνεται ίσος με το ρυθμό ροής μάζας του πεδίου των συλλεκτών (m_{col}). Αυτή η επιλογή καθιστά την παραγωγή θερμότητας ισοδύναμη με την παροχή θερμότητας και το σύστημα είναι πιο σταθερό.

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

$$Q_{loss} = \sum_{i=1}^N U_T \cdot A_{st,i} \cdot (T_{st,i} - T_{am}) \quad (4.15)$$

Ο συντελεστής θερμικών απωλειών U_T ισούται $0.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, που αντιπροσωπεύει ένα καλά μονωμένο δοχείο. Η μάζα του νερού σε κάθε ζώνη i δίνεται από την σχέση:

$$M_{st} = \sum_{i=1}^N M_{st,i} = \rho \cdot V \quad (4.16)$$

Για την γεωμετρία του δοχείου αποθήκευσης νερού επιλέχθηκε κύλινδρος, με την υπόθεση ότι το μήκος του δοχείου είναι ίσο με τη διάμετρο του. Οι παρακάτω εξισώσεις δίνουν το εμβαδόν της εξωτερικής επιφάνειας της κάθε ζώνης ανάμειξης. Η εξίσωση 4.17 αφορά την εξωτερική επιφάνεια της πρώτης ζώνης, η εξίσωση 4.18 τις ζώνες i ($i=2, N-1$), ενώ η εξίσωση 4.19 την τελευταία ζώνη.

$$A_{st,1} = \frac{\pi \cdot d_{st}^2}{4} + \frac{\pi \cdot d_{st} \cdot L_{st}}{N} \quad (4.17)$$

$$A_{st,i} = \frac{\pi \cdot d_{st} \cdot L_{st}}{N} \quad (4.18)$$

$$A_{st,N} = \frac{\pi \cdot d_{st}^2}{4} + \frac{\pi \cdot d_{st} \cdot L_{st}}{N} \quad (4.19)$$

4.4.4 Μοντελοποίηση ψύκτη απορρόφησης

Στην παρούσα παράγραφο περιγράφεται η μοντελοποίηση του μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης με εργαζόμενο μέσο το LiBr – H₂O. Τα ισοζύγια ενεργειακού ρυθμού και τα ισοζύγια ροής μάζας δίνονται παρακάτω με λεπτομέρειες. Οι εξισώσεις 4.20 έως 4.23 περιγράφουν τους ενεργειακούς ισολογισμούς στον αναγεννητή, στον ατμοποιητή, στον συμπυκνωτή και στον απορροφητή του ψύκτη απορρόφησης

$$Q_g = \dot{m}_{str} \cdot h_4 + \dot{m}_r \cdot h_3 - \dot{m}_w \cdot h_2 \quad (4.20)$$

$$Q_e = \dot{m}_r \cdot (h_8 - h_7) \quad (4.21)$$

$$Q_c = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_6) \quad (4.22)$$

$$Q_a = \dot{m}_r \cdot h_8 + \dot{m}_{str} \cdot h_5 - \dot{m}_w \cdot h_1 \quad (4.23)$$

Η συνολική ισορροπία ροής μάζας στον αναγεννητή δίνεται παρακάτω:

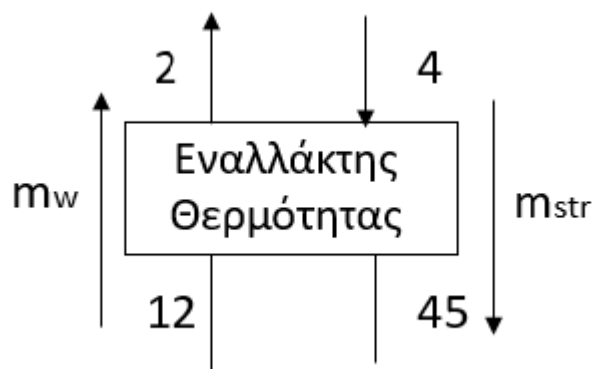
$$\dot{m}_w = \dot{m}_{str} + \dot{m}_r \quad (4.24)$$

Ο ρυθμός ροής μάζας της ουσίας LiBr αναγεννητή δίνεται παρακάτω:

$$\dot{m}_{str} \cdot X_{str} = \dot{m}_w \cdot X_w \quad (4.25)$$

Έχει υποτεθεί ότι ο ατμός στο σημείο κατάστασης 3 είναι καθαρό H₂O χωρίς LiBr. Επιπλέον είναι σημαντικό να δηλώσουμε ότι δεν υπάρχει λόγος να κάνουμε τις ισορροπίες ενεργειακής ροής μάζας στον απορροφητή επειδή θα γράφονταν πανομοιότυπες εξισώσεις όπως οι 4.24 και 4.25.

Η επόμενη συσκευή που πρέπει να περιγραφεί είναι ο εναλλάκτης θερμότητας του διαλύματος. Σε αυτή τη συσκευή δύο είναι οι απαιτούμενες εξισώσεις για τη σωστή μοντελοποίηση. Η εξίσωση 4.26 παρουσιάζει το ενεργειακό ισοζύγιο σε κάθε ρεύμα και η εξίσωση 4.27 δίνει τον βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας.



Εικόνα 4.6: Εναλλάκτης θερμότητας του διαλύματος [4.43]

$$\dot{m}_w \cdot (h_2 - h_{12}) = \dot{m}_{str} \cdot (h_4 - h_{45}) \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (T_2 - T_{12}) = \dot{m}_{str} \cdot c_{pstr} \cdot (T_4 - T_{45}) \quad (4.27)$$

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

Ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας δίνεται από τον τύπο

$$\eta_{hex} = \frac{h_4 - h_{45}}{h_4 - h_{12}} = \frac{T_4 - T_{45}}{T_4 - T_{12}} = \frac{m_{str} \cdot c_{pstr}}{m_{str} \cdot c_{pstr}} \cdot \frac{T_4 - T_{45}}{T_4 - T_{12}} \quad (4.28)$$

Αν συνδυάσουμε τις δύο παραπάνω εξισώσεις προκύπτει ο τελικός τύπος για τον βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας:

$$\eta_{hex} = \left(\frac{X_{str} \cdot c_{pw}}{X_w \cdot c_{pstr}} \right) \cdot \frac{T_2 - T_{12}}{T_4 - T_{12}} \quad (4.29)$$

Επιπλέον είναι απαραίτητο να δηλώσουμε ότι η ενθαλπία διατηρείται στις στραγγαλιστικές βαλβίδες και έτσι πρέπει να εφαρμοστούν οι κάτωθι εξισώσεις:

$$h_{45} = h_5 \quad (4.30)$$

$$h_6 = h_7 \quad (4.31)$$

Η αύξηση της ενθαλπίας στο ασθενές διάλυμα λόγω της αντλίας παραμελείται

$$h_{12} = h_1 \quad (4.32)$$

Επιπροσθέτως αξίζει να τονιστεί ότι η θερμοκρασία του απορροφητήρα λαμβάνεται ίση με τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή στο ψύκτη απορρόφησης. Η παραδοχή αυτή είναι λογική επειδή οι δύο αυτές συσκευές υποτίθεται ότι απορρίπτουν τη θερμότητα στο ίδιο επίπεδο θερμοκρασίας στο περιβάλλον [4.9-4.44]

$$T_c = T_a \quad (4.33)$$

Η μεταφορά θερμότητας από το σύστημα μηχανικής συμπίεσης στον ψύκτη απορρόφησης επιτυγχάνεται λαμβάνοντας την θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης χαμηλότερη από το επίπεδο θερμοκρασίας του συμπυκνωτή μηχανικής συμπίεσης.

$$T_e = T_{c,m} - \theta \quad (4.34)$$

Η μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή περιγράφεται από τις κάτωθι εξισώσεις. Η εξίσωση 4.33 αποτελεί το ενεργειακό ισοζύγιο στον όγκο υγρού του θερμικού πετρελαίου στο θερμικό κύκλωμα.

$$Q_g = \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (4.35)$$

Η εξίσωση 4.34 δείχνει την μεταφορά θερμότητας μεταξύ της πηγής θερμότητας (θερμικό πετρέλαιο) και του διαλύματος του αναγεννητή.

$$Q_g = (UA)_g \cdot \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_g}{T_{h,out} - T_g}\right)} \quad (4.36)$$

4.4.5 Μοντελοποίηση συστήματος ψύξης μηχανικής συμπίεσης

Οι βασικές εξισώσεις που περιγράφουν τη μαθηματική μοντελοποίηση του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης δίνονται παρακάτω. Η εξίσωση 4.35 δίνει την εξίσωση ενέργειας στον συμπυκνωτή και η εξίσωση 4.36 την εξίσωση ενέργειας στον ατμοποιητή.

$$Q_{c.m} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_c - h_b) \quad (4.37)$$

$$Q_{e.m} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_a - h_d) \quad (4.38)$$

Η απαιτούμενη κατανάλωση ενέργειας στον συμπιεστή δίνεται από τον κάτωθι τύπο:

$$P_{el} = \dot{m}_{ref} \cdot \frac{(h_b - h_a)}{\eta_m} \quad (4.39)$$

Ο ισοεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\eta_{is} = \frac{h_{b,is} - h_a}{h_b - h_a} \quad (4.40)$$

Επιπλέον είναι σημαντικό να τονίσουμε ότι στην στραγγαλιστική βαλβίδα η ενθαλπία διατηρείται σταθερή συνεπώς θα ισχύει:

$$h_d = h_c \quad (4.41)$$

4.5 Ενεργειακή ανάλυση

Για την αξιολόγηση του συστήματος χρησιμοποιούνται διάφοροι ενεργειακοί δείκτες οι οποίοι παρουσιάζονται παρακάτω.

Ο συντελεστής συμπεριφοράς για το σύστημα μηχανικής συμπίεσης δίνεται ως εξής

$$COP_{mc} = \frac{Q_{e.m}}{Q_g} \quad (4.45)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς για το ψύκτη απορρόφησης ορίζεται ως εξής:

$$COP_{abs} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (4.43)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς για ολόκληρο το σύστημα ορίζεται ως εξής:

$$COP_{sys} = \frac{Q_e}{Q_s + P_{el}} \quad (4.44)$$

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

$$COP_{Dmc} = \frac{D_e}{D_g} \quad (4.45)$$

$$COP_{Dabs} = \frac{D_e}{D_g} \quad (4.46)$$

$$COP_{Dsys} = \frac{D_{e.m}}{D_s + DP_{el}} \quad (4.47)$$

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

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

$$\eta_{th,D} = \frac{D_u}{D_s} \quad (4.48)$$

Οι ημερήσιες παράμετροι που αναφέρονται στους παραπάνω βαθμούς απόδοσης, περιγράφονται στις εξισώσεις 4.47–4.51. Πιο συγκεκριμένα, περιγράφεται η ημερήσια χρήσιμη ενέργεια από το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών D_u , το ημερήσιο ψυκτικό φορτίο D_e , η ημερήσια εισερχόμενη θερμότητα στον αναγεννητή D_g , καθώς επίσης η ημερήσια διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια D_s και η ημερήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας στο σύστημα μηχανικής συμπίεσης DP_{el} .

$$D_u = \int_0^{24} Q_u \cdot dt \quad (4.49)$$

$$D_e = \int_0^{24} Q_e \cdot dt \quad (4.50)$$

$$D_g = \int_0^{24} Q_g \cdot dt \quad (4.51)$$

$$D_{solar} = \int_0^{24} Q_s \cdot dt \quad (4.52)$$

$$DP_{el} = \int_0^{24} P_{el} \cdot dt \quad (4.53)$$

4.6 Εξεργειακή ανάλυση

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

$$E_x = Q \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T}\right) \quad (4.54)$$

Οι παρακάτω εξισώσεις περιγράφουν την εξέργεια στον ατμοποιητή και στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης καθώς και την εξέργεια του ατμοποιητή στο σύστημα μηχανικής συμπίεσης

$$E_{xe} = -Q_e \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_e}\right) \quad (4.55)$$

$$E_{xg} = Q_g \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_g}\right) \quad (4.56)$$

$$E_{xe,m} = -Q_{e,m} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{e,m}}\right) \quad (4.57)$$

Η εξέργεια της ηλιακής ενέργειας δεν υπολογίζεται με τον ίδιο τρόπο, επειδή δεν είναι πηγή θερμότητας, αλλά πηγή ακτινοβολίας.

$$E_{xsolar} = Q_{solar} \cdot \Psi \quad (4.58)$$

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

όπου το Ψ είναι παράγοντας εξέργειας της ηλιακής ενέργειας και δίνεται από την σχέση του Petela [3.8]:

$$\Psi = 1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{T_o}{T_{sun}}\right) + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_o}{T_{sun}}\right)^4 \quad (4.59)$$

Η θερμοκρασία του ηλίου T_{sun} στην εξίσωση που δίνεται, είναι 5770 K και είναι η θερμοκρασία του ηλίου στο εξωτερικό του στρώμα [4.44]

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

$$\eta_{ex.mc} = \frac{E_{xe.mc}}{P_{el}} \quad (4.60)$$

$$\eta_{ex.abs} = \frac{E_{xe}}{E_{xg}} \quad (4.61)$$

$$\eta_{ex.sys} = \frac{E_{xe}}{P_{el} + E_{xsolar}} \quad (4.62)$$

Οι αντίστοιχες ποσότητες για την ημερήσια λειτουργία μπορούν επίσης να οριστούν. Η εξίσωση 4.61 εκφράζει τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος μηχανικής συμπίεσης, η εξίσωση 4.62 εκφράζει τον ημερήσιο εξεργειακό βαθμό του ψύκτη απορρόφησης απόδοσης ενώ η εξίσωση 4.63 ολόκληρου του συστήματος.

$$\eta_{ex.m.D} = \frac{Z_{e,m}}{P_{el}} \quad (4.63)$$

$$\eta_{ex.abs.D} = \frac{Z_e}{Z E_g} \quad (4.64)$$

$$\eta_{ex.sys.D} = \frac{Z_e}{D P_{el} + Z_s} \quad (4.65)$$

Οι ημερήσιες παράμετροι που αναφέρονται στους παραπάνω βαθμούς απόδοσης, περιγράφονται στις εξισώσεις 3.61–3.63. Πιο συγκεκριμένα, περιγράφεται η ημερήσια εξέργεια ψύξης $Z_{e,m}$ του συστήματος μηχανικής συμπίεσης, η ημερήσια εξέργεια ψύξης Z_e του ψύκτη απορρόφησης, η ημερήσια εξέργεια εισόδου στην γεννήτρια Z_g , η εξέργεια εισόδου από την ηλιακή ενέργεια Z_s καθώς και η ημερήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας στο σύστημα μηχανικής συμπίεσης $D P_{el}$. Τα ημερήσια μεγέθη προκύπτουν από την ολοκλήρωση των στιγμιαίων μεγεθών για τις 24 ώρες όλων των ημερών του έτους.

$$Z_{e,m} = \int_0^{8760} E_{e,m} \cdot dt \quad (4.66)$$

$$Z_e = \int_0^{8760} E_e \cdot dt \quad (4.67)$$

$$Z_g = \int_0^{8760} E_g \cdot dt \quad (4.68)$$

$$Z_{solar} = \int_0^{8760} E_s \cdot dt \quad (4.69)$$

$$D P_{el} = \int_0^{8760} P_{el} \cdot dt \quad (4.70)$$

4.7 Οικονομική ανάλυση

Η οικονομική αξιολόγηση του παρουσιαζόμενου συστήματος πραγματοποιείται με διάφορους δείκτες. Σε κάθε περίπτωση το cascade σύστημα συγκρίνεται με το αντίστοιχο σύστημα μηχανικής συμπίεσης το οποίο παράγει ψύξη σε επίπεδα θερμοκρασίας ίσο με $T_{e,m}$ (θερμοκρασία ατμοποιητή του συστήματος μηχανικής συμπίεσης) και απορρίπτει θερμότητα προς το περιβάλλον σε επίπεδο θερμοκρασίας ίσο με T_c (θερμοκρασία συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης). Ο συντελεστής συμπεριφοράς για αυτή την ισοδύναμη περίπτωση (COP_{eq}) υπολογίζεται και χρησιμοποιείται στην ακόλουθη ανάλυση.

Ο πρώτος δείκτης είναι η καθαρή παρούσα αξία NPV, ο οποίος δείχνει την παρούσα αξία της επένδυσης, λαμβάνοντας υπόψη τα μελλοντικά κέρδη κατά την διάρκεια ζωής του ψύκτη (M έτη).

$$NPV = -C_0 + \sum_{j=1}^M \frac{CF_{net}}{(1+r)^j} \quad (4.71)$$

Το αρχικό κόστος επένδυσης C_0 είναι το άθροισμα των επιμέρους δαπανών, του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης, του ψύκτη απορρόφησης, του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών και του δοχείου αποθήκευσης νερού. Η εξίσωση 4.70 περιγράφει τον τρόπο με τον οποίο υπολογίζεται το αρχικό κόστος του κεφαλαίου σε κάθε περίπτωση:

$$C_0 = K_{mc} \cdot Q_{e,m} + K_{abs} \cdot Q_e + K_{ETC} \cdot A_C + K_{TANK} \cdot V \quad (4.72)$$

Τα ετήσια κέρδη CF_{net} υπολογίζονται ως κέρδη από την παραγωγή ψύξης μείον το κόστος της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας και μείον τις δαπάνες για την συντήρηση και λειτουργία του συστήματος. Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι η ετήσια παραγωγή ψύξης (Y_{ref}) και η ετήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας (Y_{el}) υπολογίζονται με ολοκλήρωση κατά τη διάρκεια ολόκληρης της χρονιάς.

$$CF_{net} = K_{ref} \cdot Y_{ref} - K_{O\&M} \cdot C_0 - K_{el} \cdot Y_{el} \quad (4.73)$$

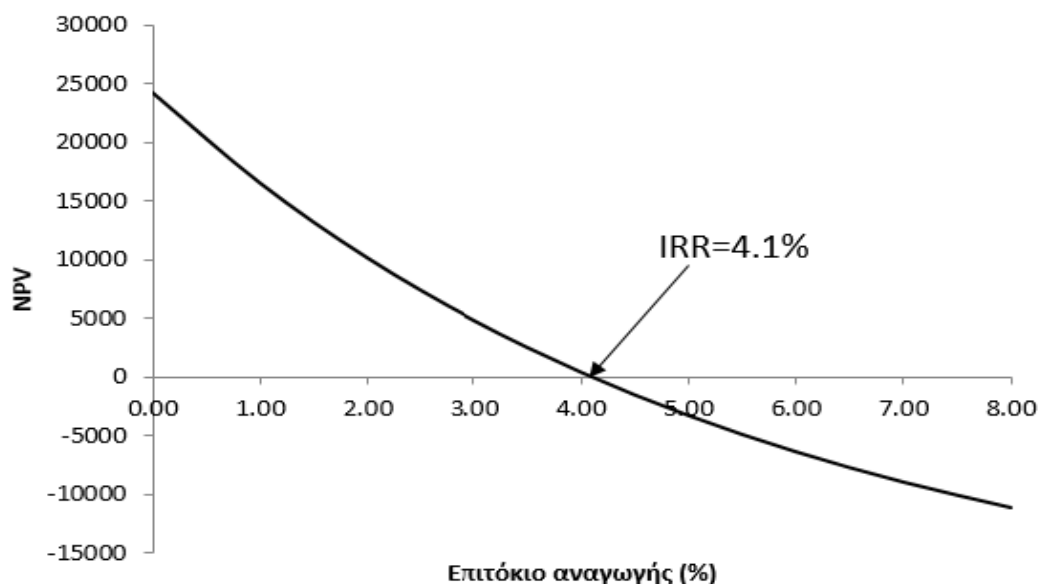
Το κόστος ψύξης K_{ref} μπορεί να υπολογιστεί ως ο λόγος της ηλεκτρικής ενέργειας K_{el} προς τον μέσο COP ενός συμβατικού ψύκτη που λειτουργεί με συμπίεση ατμών [4.45]:

$$K_{ref} = \frac{K_{el}}{COP_{eq}} \quad (4.74)$$

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

- Εάν $NPV > 0$ → Συμφέρουσα επένδυση
- Εάν $NPV = 0$ → Οριακή αποδοτικότητα
- Εάν $NPV < 0$ → μη συμφέρουσα επένδυση

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



Εικόνα 4.7: Παράδειγμα υπολογισμού του οικονομικού δείκτη IRR [4.43]

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

$$IRR = \frac{CF_{net}}{C_0} \cdot \left[1 - \frac{1}{(1+IRR)^M} \right] \quad (4.75)$$

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

- Εάν $IRR > X \rightarrow$ Συμφέρουσα επένδυση
- Εάν $IRR = X \rightarrow$ Οριακή αποδοτικότητα
- Εάν $IRR < X \rightarrow$ μη συμφέρουσα επένδυση.

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

$$SPP = \frac{C_0}{CF_{net}} \quad (4.76)$$

$$PP = \frac{\ln\left(\frac{CF_{net}}{CF_{net}-C_0 \cdot r}\right)}{\ln(1+r)} \quad (4.77)$$

4.8 Περιβαλλοντική ανάλυση

Η περιβαλλοντική αξιολόγηση του παρουσιαζόμενου συστήματος πραγματοποιείται με τον υπολογισμό των ετήσιων τόνων (tn) CO₂ που αποφεύγονται να εκλυθούν στην ατμόσφαιρα. Ομοίως με την προηγούμενη ανάλυση και σε αυτή τη περίπτωση το cascade σύστημα συγκρίνεται με το αντίστοιχο σύστημα μηχανικής συμπίεσης το οποίο παράγει ψύξη σε επίπεδα θερμοκρασίας ίσο με T_{e,m} (θερμοκρασία ατμοποιητή του συστήματος μηχανικής συμπίεσης) και απορρίπτει θερμότητα προς το περιβάλλον σε επίπεδο θερμοκρασίας ίσο με T_c (θερμοκρασία συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης).

Έτσι αρχικά υπολογίζουμε την ημερήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας του cascade συστήματος (P_{el}) και στην συνέχεια την κατανάλωση ενέργειας του υποτιθέμενο συμβατικού ψύκτη ((P_{eleq}).

Η εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας δίνεται από τον κάτωθι τύπο:

$$SAV (KW) = P_{eleq} - P_{el} \quad (4.78)$$

Και ως ποσοστό της ηλεκτρικής ενέργειας του συμβατικού ψύκτη από τον εξής τύπο

$$SAV (\%) = \frac{P_{eleq} - P_{el}}{P_{eleq}} \quad (4.79)$$

Η εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας κατά τη διάρκεια ενός μήνα του έτους δίνεται από τον κάτωθι τύπο:

$$M_{sav} (KW) = 30 \cdot (P_{eleq} - P_{el}) \quad (4.80)$$

Συνεπώς η ετήσια εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας θα είναι:

$$Y_{sav} (KW) = \sum_{i=1}^{12} MSAV_i \quad (4.81)$$

Για τον υπολογισμό των τόνων CO₂ έχει χρησιμοποιηθεί η υπόθεση ότι 1 MWh_{el} οδηγεί στην παραγωγή 0.989 tn CO₂ [4.46].

Έτσι η ετήσια ποσότητα CO₂ που αποφεύγεται η έκλυση του προς την ατμόσφαιρα από την χρήση του cascade συστήματος ψύξης δίνεται από την κάτωθι σχέση:

$$CO_{2.sav} (tn) = \frac{Y_{SAV}}{1000} (MW) \cdot 3600(h) \cdot 0.989 \quad (4.82)$$

4.9 Επικύρωση αποτελεσμάτων εξεταζόμενου συστήματος

4.9.1 Επικύρωση της προσομοίωσης του ψύκτη προσομοίωσης

Σε αυτήν την παράγραφο, γίνεται ένας έλεγχος επαλήθευσης της προσομοίωσης του ψύκτη απορρόφησης της παρούσας μελέτης. Ο έλεγχος αυτός γίνεται συγκρίνοντας τα

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

αποτελέσματα αυτού του μοντέλου με τα αντίστοιχα άλλων μελετών από την βιβλιογραφία. Το μοντέλο του ψύκτη απορρόφησης συγκρίθηκε με αυτό των Gogoi και Copwar [4.47]. Προκειμένου να πραγματοποιηθεί μία κατάλληλη σύγκριση με το μοντέλο της βιβλιογραφίας έγιναν ορισμένες τροποποιήσεις στο παρών μοντέλο καθώς ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας επιλέχθηκε να είναι ίσος με 75%. Ο πίνακας 4.8 περιλαμβάνει τα αποτελέσματα της επαλήθευσης του ψύκτη απορρόφησης που προκύπτουν με σύγκριση των συντελεστών συμπεριφοράς (COP_{abs}) των μοντέλων και των ισχυρών και ασθενών συγκεντρώσεων διαλύματος του διμερούς μείγματος LiBr. Η μέση απόκλιση στον συντελεστή συμπεριφοράς είναι περίπου 0.87% ενώ στις ασθενείς και ισχυρές συγκεντρώσεις περίπου 0.11% και 0.23% αντίστοιχα. Τα αποτελέσματα αυτά αποδεικνύουν μία πολύ μικρή απόκλιση που επικυρώνει το αναπτυγμένο μοντέλο του ψύκτη απορρόφησης.

T_e °C	T_g °C	T_c °C	T_a °C	Βιβλιογραφία [4.45]			Παρούσα Μελέτη			Απόκλιση (%)		
				COP_{abs}	X_w	X_{str}	COP_{abs}	X_w	X_{str}	COP_{abs}	X_w	X_{str}
4	70	31	31	0.794	57.8%	53.6%	0.794	57.8%	53.8%	0.05	0.00	0.30
4	69	31	35	0.697	57.3%	55.9%	0.704	57.3%	55.9%	1.05	0.05	0.05
5	66	28	35	0.769	57.5%	55.2%	0.769	57.6%	55.3%	0.04	0.09	0.14
6	72	33	37	0.73	57.6%	55.7%	0.733	57.7%	55.7%	0.34	0.10	0.04
8	63	25	37	0.819	57.8%	54.3%	0.819	57.8%	54.5%	0.05	0.05	0.42
8	85	46	39	0.585	56.5%	55.5%	0.611	56.7%	55.6%	4.36	0.41	0.13
9	66	28	34	0.837	57.5%	52.0%	0.839	57.6%	52.3%	0.23	0.09	0.52

Πίνακας 4.8: Αποτελέσματα επαλήθευσης του ψύκτη απορρόφησης

4.9.2 Επικύρωση της προσομοίωσης του cascade συστήματος

Σε αυτή την υποενότητα παρουσιάζεται η διαδικασία επαλήθευσης ολόκληρου του εξεταζόμενου συστήματος ψύξης (ψύκτης απορρόφησης-μηχανική συμπίεση-ηλιακοί συλλέκτες). Η μελέτη των Cimsit και Ozturk [4.21] επιλέχθηκε για να χρησιμοποιηθεί για την πραγματοποίηση μιας κατάλληλης σύγκρισης. Η σύγκριση πραγματοποιείται για μία συγκεκριμένη περίπτωση λειτουργίας του συστήματος που περιγράφεται στον πίνακα 4.9. Η μόνη τροποποίηση στην παρούσα μελέτη αφορά τον συντελεστή συμπεριφοράς του συνολικού συστήματος (COP_{sys}) το οποίο ορίζεται με βάση την είσοδο θερμότητας στον αναγεννητή και όχι με βάση την είσοδο ηλιακής ενέργειας προκειμένου να επιτευχθεί μία κατάλληλη σύγκριση με την βιβλιογραφική μελέτη [4.21]. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα του πίνακα 4.9 η απόκλιση στις εξεταζόμενες παραμέτρους είναι σχετικά χαμηλή και μέχρι 2.70%. Οι μικρές αποκλίσεις μπορούν να εξηγηθούν από πιθανές διαφορές στις θερμοδυναμικές ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων καθώς και στα σφάλματα της διαδικασίας επίλυσης. Σε κάθε περίπτωση τα αποτελέσματα είναι πολύ κοντά μεταξύ τους και το αναπτυγμένο μοντέλο μπορεί να υιοθετηθεί ως αξιόπιστο.

	Παράμετροι	Βιβλιογραφία [4.21]	Παρούσα Μελέτη	Απόκλιση (%)
Παράμετροι Εισόδου	T_g (°C)	90	90	-
	T_a (°C)	40	40	-
	T_c (°C)	40	40	-
	$T_{e,m}$ (°C)	10	10	-
	T_e (°C)	-10	-10	-
	Q_e (kW)	50	50	-
Παράμετροι Εξόδου	Q_g (kW)	76.45	77.57	1.44
	P_{el} (kW)	8.25	8.033	2.70
	COP_{mc}	6.061	6.224	2.62
	COP_{abs}	0.750	0.761	1.45
	COP_{sys}	0.590	0.599	1.50
	m_w (kg/s)	0.2161	0.2121	1.85
	m_{str} (kg/s)	0.1917	0.1876	2.14
	m_r (kg/s)	0.0244	0.0245	0.41
	m_{ref} (kg/s)	0.2973	0.2977	0.13
	X_w (%)	55	54.91	0.16
	X_{str} (%)	62	62.15	0.24

Πίνακας 4.9: Αποτελέσματα επαλήθευσης του cascade συστήματος

4.10 Ακολουθούμενη μεθοδολογία

Στη παρούσα παράγραφο θα αναλυθεί η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για την ανάπτυξη και τη δυναμική προσομοίωση του συστήματος καθώς και ο τρόπος που αξιολογήθηκαν όλες οι επιμέρους περιπτώσεις.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία το cascade σύστημα ψύξης εξετάζεται σε δυναμική προσομοίωση κατά τη διάρκεια δώδεκα χαρακτηριστικών ημερών, μία για κάθε μήνα. Τα μετεωρολογικά δεδομένα που απεικονίζονται στις εικόνες 4.3 και 4.4 χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των ετήσιων επιδόσεων του συστήματος. Οι εξισώσεις που παρουσιάζονται στις υποενότητες 4.4 έως και 4.8 αποτελούν την αναπτυγμένη μαθηματική μοντελοποίηση του συστήματος που μελετήθηκε. Οι εξισώσεις αυτές εισάχθηκαν στο αναπτυγμένο μαθηματικό μοντέλο του EES (Engineering Equation Solver) [4.48]. Στο δυναμικό αυτό μοντέλο επιλέχθηκε ένα μικρό χρονικό βήμα 300 sec μετά από μία ανάλυση ευαισθησίας. Οι ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων λαμβάνονται από τις βιβλιοθήκες του προγράμματος. Πιο

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

συγκεκριμένα οι ιδιότητες του Therminol VP-1 λαμβάνονται από την πηγή [4.36], οι ιδιότητες του R134a από την πηγή [4.49] και οι ιδιότητες νερού/ατμού από την πηγή [4.41]. Τέλος οι ιδιότητες του διμερούς μείγματος Libr/H₂O λαμβάνονται από τη μελέτη των Patek και Klomfar [4.50].

Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι οι διαφορικές εξισώσεις στην μοντελοποίηση του δοχείου αποθήκευσης νερού (4.10 – 4.12) διακριτοποιούνται σύμφωνα με την σχέση 4.81:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T^{\text{new}} - T^{\text{old}}}{\Delta t} \quad (4.83)$$

Βήμα 1^ο: (Βελτιστοποίηση ψύκτη μηχανικής συμπίεσης)

Στο βήμα αυτό πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορα ψυκτικά μέσα και επιλογή του καταλληλότερου με κριτήριο την μεγιστοποίηση του συντελεστή συμπεριφοράς COP.

Πιο συγκεκριμένα:

- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}$ από -50°C έως 0°C με βήμα 5°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή
- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας συμπυκνωτή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{c,m}$ από 10°C έως 50°C με βήμα 5°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του ατμοποιητή
- ❖ Εξέταση διάφορων ψυκτικών μέσων [R134a, R404a, R410a, R407c, R744(CO₂)]
- ❖ Σύγκριση των ψυκτικών μέσων με κριτήριο την μεγιστοποίηση του συντελεστή συμπεριφοράς και επιλογή του καταλληλότερου.

Από τα αποτελέσματα της ανάλυσης προέκυψε ότι το αποδοτικότερο ψυκτικό μέσο για την βελτιστοποίηση της απόδοσης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης είναι το R134a.

Βήμα 2^ο: (Εξέταση ψύκτη απορρόφησης)

Στο βήμα αυτό πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες συνθήκες λειτουργίας.

Πιο συγκεκριμένα:

- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης T_e από 5°C έως 12.5°C με βήμα 2.5°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή και με την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g να κυμαίνεται από 70°C έως 120°C
- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας συμπυκνωτή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης T_c από 10°C έως 50°C με βήμα 5°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του ατμοποιητή και με την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g να κυμαίνεται από 70°C έως 120°C

- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των μεγεθών COP, COP_c, ECOP και η_{ex} του ψύκτη απορρόφησης συναρτήσει των παραπάνω θερμοκρασιακών πεδίων
- ❖ Εξετάστηκε η επίδραση διάφορων θερμοκρασιών ατμοποίησης T_e στο συντελεστή συμπεριφοράς COP, στο συντελεστή ECOP και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης η_{ex} συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για την περίπτωση όπου $T_c=40^\circ\text{C}$. Στη συνέχεια χαράχθηκαν τα διαγράμματα των μεγεθών COP, COP_c, ECOP συναρτήσει των παραπάνω παραμετρικών μεγεθών.
- ❖ Μελετήθηκε παραμετρικά η επίδραση του βαθμού εκμεταλλευσιμότητας η_{HEX} του εναλλάκτη θερμότητας του ψύκτη απορρόφησης από 0.55 έως 0.80 με βήμα 0.05 για διάφορες θερμοκρασίες αναγεννητή από 70°C έως 120°C για την περίπτωση όπου $T_e=10^\circ\text{C}$ και $T_c=35^\circ\text{C}$. Στη συνέχεια χαράχθηκαν τα διαγράμματα των μεγεθών COP, COP_c, ECOP συναρτήσει των παραπάνω παραμετρικών μεγεθών.

Βήμα 3^ο: (Εξέταση cascade συστήματος)

Στο βήμα αυτό πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση του συστήματος του ψύκτη απορρόφησης με το ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Προσδιορίστηκαν οι βέλτιστες θερμοκρασιακές συνθήκες για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας του συστήματος με κριτήριο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος.

Πιο συγκεκριμένα:

- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}$ από -40°C έως 0°C με βήμα 10°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης, με την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g να κυμαίνεται από 70°C έως 120°C και την θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης να κυμαίνεται από 5°C έως 15°C
- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας συμπυκνωτή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης T_c από 30°C έως 50°C με βήμα 5°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης, με την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g να κυμαίνεται από 70°C έως 120°C και την θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης να κυμαίνεται από 5°C έως 15°C
- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των μεγεθών COP και η_{ex} του cascade συστήματος ψύξης συναρτήσει των παραπάνω θερμοκρασιακών πεδίων
- ❖ Επιλογή των βέλτιστων θερμοκρασιών του ατμοποιητή, του αναγεννητή και του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης καθώς και του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας κάθε φορά με κριτήριο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος
- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των μεγεθών COP και η_{ex} του cascade συστήματος ψύξης συναρτήσει των παραπάνω βέλτιστων θερμοκρασιακών πεδίων

Βήμα 4^ο: (Εξέταση cascade συστήματος ψύξης-συστήματος ηλιακών συλλεκτών σε steady state)

Στο βήμα αυτό πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση του cascade συστήματος ψύξης και του συστήματος ηλιακών συλλεκτών για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Στην ανάλυση αυτή που πραγματοποιήθηκε ο λόγος της συνολικής επιφάνειας των συλλεκτών προς τον όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας θεωρήθηκε ίσος με $\frac{A_c}{V} = 30$ και η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία ίση με $G_T = 1000 \text{ W/m}^2$. Στη συνέχεια προσδιορίστηκαν οι βέλτιστες θερμοκρασιακές συνθήκες για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας του συστήματος με κριτήριο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος και για διάφορες τιμές της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T .

Πιο συγκεκριμένα:

- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}$ από -40°C έως 0°C με βήμα 10°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης, με την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g να κυμαίνεται από 70°C έως 120°C και την θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης να κυμαίνεται από 5°C έως 15°C
- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας συμπυκνωτή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης T_c από 30°C έως 50°C με βήμα 5°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης, με την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g να κυμαίνεται από 70°C έως 120°C και την θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης να κυμαίνεται από 5°C έως 15°C
- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των μεγεθών SCOP και $\eta_{ex,system}$ του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει των παραπάνω θερμοκρασιακών πεδίων
- ❖ Επιλογή των βέλτιστων θερμοκρασιών του ατμοποιητή, του αναγεννητή και του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης καθώς και του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας κάθε φορά με κριτήριο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος
- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των μεγεθών SCOP και η_{ex} του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει των παραπάνω βέλτιστων θερμοκρασιακών πεδίων
- ❖ Εξέταση των βέλτιστων θερμοκρασιών τιμών των διάφορων σεναρίων λειτουργίας για διάφορες τιμές της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας $G_T = 500 \div 1000 \text{ W/m}^2$
- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των μεγεθών SCOP και η_{ex} του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει των παραπάνω βέλτιστων θερμοκρασιακών πεδίων και των διάφορων τιμών της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T

Βήμα 5^ο: (Εξέταση cascade συστήματος-συστήματος ηλιακών συλλεκτών σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση)

Στο βήμα αυτό πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση του cascade συστήματος ψύξης και του συστήματος ηλιακών συλλεκτών για διάφορες συνθήκες λειτουργίας σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση. Στην ανάλυση αυτή που πραγματοποιήθηκε η μέση ημερήσια ολική ακτινοβολία επιλέχθηκε ίση με $H_T = 6 \text{ kWh/m}^2$ και η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης θεωρήθηκε σταθερή και ίση με $T_e=5^\circ\text{C}$. Η μεταβλητή αυτή επιλέχθηκε να έχει χαμηλή τιμή για να μειώσει επίσης τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή του μηχανικού συστήματος. Η στρατηγική αυτή στοχεύει στην ελαχιστοποίηση της κατανάλωσης της ηλεκτρικής ενέργειας στο σύστημα ψύξης μηχανικής συμπίεσης. Τέλος εξετάστηκαν διάφοροι όγκοι της δεξαμενής αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας. Κριτήριο βελτιστοποίησης του όγκου του δοχείου αποθήκευσης αποτέλεσε η μεγιστοποίηση της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e (kW). Η δυναμική προσομοίωση του συστήματος πραγματοποιήθηκε για 12 ώρες κατά τη διάρκεια μίας τυπικής ημέρας με χρονικό βήμα $\Delta t=600 \text{ sec}$.

Πιο συγκεκριμένα:

- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}$ από -40°C έως 0°C με βήμα 10°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης, με την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g να κυμαίνεται από 60°C έως 120°C και τον όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης V να κυμαίνεται από 5 m^3 έως 20 m^3 με βήμα 5 m^3
- ❖ Παραμετρική ανάλυση της θερμοκρασίας συμπυκνωτή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης T_c από 30°C έως 50°C με βήμα 5°C κάθε φορά, για διάφορες θερμοκρασίες του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης, με την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g να κυμαίνεται από 60°C έως 120°C και τον όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης V να κυμαίνεται από 5 m^3 έως 20 m^3 με βήμα 5 m^3
- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των μεγεθών SCOP, $\eta_{ex,system}$, E_e (παραγωγή ψυκτικής ενέργειας), P_{el} (κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας), Savings (ποσοστό εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας) του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει των παραπάνω θερμοκρασιακών πεδίων
- ❖ Επιλογή των βέλτιστων θερμοκρασιών του ατμοποιητή, του αναγεννητή και του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης καθώς και του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας κάθε φορά με κριτήριο την μεγιστοποίηση της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e (kW). Παρατηρούμε ότι για όλα τα πιθανά σενάρια λειτουργίας ο βέλτιστος όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης είναι $V=5 \text{ m}^3$
- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των μεγεθών SCOP, $\eta_{ex,system}$, E_e (παραγωγή ψυκτικής ενέργειας), P_{el} (κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας), Savings (ποσοστό εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας) του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει των παραπάνω βέλτιστων θερμοκρασιακών πεδίων

Κεφάλαιο 4: Εξεταζόμενο Σύστημα

- ❖ Μελετήθηκε παραμετρικά η επίδραση της μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T από 3kWh/m^2 έως 7kWh/m^2 για την συγκεκριμένη περίπτωση όπου $V=5\text{m}^3$, $T_{e,m}=-40^\circ\text{C} \div 0^\circ\text{C}$ και $T_c=40^\circ\text{C}$. Στη συνέχεια χαράχτηκαν τα διαγράμματα των μεγεθών SCOP, $\eta_{ex,system}$, E_e συναρτήσει των παραπάνω παραμετρικών μεγεθών.
- ❖ Μελετήθηκε παραμετρικά η επίδραση της μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T από 3kWh/m^2 έως 7kWh/m^2 για τις περιπτώσεις όπου $V=5\text{m}^3$, $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_g=93^\circ\text{C}$ και $V=5\text{m}^3$, $T_{e,m}=-40^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_g=93^\circ\text{C}$ και η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή την στιγμή που ξεκινά η δυναμική προσομοίωση του συστήματος είναι $T_{h,in}=T_g$. Στη συνέχεια χαράχτηκαν τα διαγράμματα των μεγεθών $T_{h,in}$, P_{el} , E_e , G_T και Q_{solar} συναρτήσει της χρονικής διάρκειας της δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος ($N_h=12$ hours)
- ❖ Μελετήθηκε παραμετρικά η επίδραση της μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T από 3kWh/m^2 έως 7kWh/m^2 για την συγκεκριμένη περίπτωση όπου $V=5\text{m}^3$, $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_g=93^\circ\text{C}$ και η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή την στιγμή που ξεκινά η δυναμική προσομοίωση του συστήματος είναι $T_{h,in}=T_g+5$. Στη συνέχεια χαράχτηκαν τα διαγράμματα των μεγεθών $T_{h,in}$, P_{el} , E_e , G_T και Q_{solar} συναρτήσει της χρονικής διάρκειας της δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος ($N_h=12$ hours)

Βήμα 6^ο: (Εξέταση Cascade συστήματος-συστήματος ηλιακών συλλεκτών σε ετήσια δυναμική προσομοίωση)

Στο βήμα αυτό οι θερμοκρασιακές τιμές των βέλτιστων σημείων που προέκυψαν στο προηγούμενο βήμα χρησιμοποιήθηκαν για να υπολογιστούν μέσω δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος με χρονικό βήμα $\Delta t=300$ sec τα επιθυμητά μεγέθη κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας του κάθε μήνα. Η μέση ημερήσια ολική ακτινοβολία της ημέρας υπολογίστηκε από τον κάτωθι τύπο:

$$H_T = C_0 + C_1 \cdot \cos\left(\frac{360}{365} \cdot \text{Day}\right) + C_2 \cdot \cos\left(2 \cdot \frac{360}{365} \cdot \text{Day}\right) + C_3 \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot \text{Day}\right) + C_4 \cdot \sin\left(2 \cdot \frac{360}{365} \cdot \text{Day}\right) \quad (4.84)$$

Η παραπάνω σχέση ισχύει για την περιοχή της Αθήνας και προέκυψε από διάφορες μετρήσεις την περίοδο 1961-1980. Οι τιμές των συντελεστών C_0, C_1, C_2, C_3, C_4 , για τιμές του αζιμούθιου του κεκλιμένου επιπέδου $\gamma=0^\circ$ και κλίση ως προς το οριζόντιο επίπεδο $\beta=38^\circ$, είναι:

$$C_0= 5.1225 \quad C_1= -1.9885 \quad C_2= -0.301 \quad C_3= 0.0035 \quad C_4=0.1715$$

Πιο συγκεκριμένα:

- ❖ Για την μέση ημέρα του κάθε μήνα για καθένα από τα βέλτιστα σημεία που υπολογίστηκαν βρέθηκαν τα μεγέθη SCOP, $\eta_{ex,system}$, E_e (παραγωγή ψυκτικής ενέργειας), P_{el} (κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας), ποσοστό εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας του συνολικού συστήματος ψύξης
- ❖ Στη συνέχεια για τα παραπάνω σημεία υπολογίστηκαν οι μηνιαίες ποσότητες των παραπάνω μεγεθών καθώς και η μηνιαία ποσότητα CO_2 που αποφεύγεται η έκλυση του προς την ατμόσφαιρα από την χρήση του cascade συστήματος ψύξης. Για τον υπολογισμό των τόνων CO_2 έχει χρησιμοποιηθεί η υπόθεση ότι 1 MWh_{el} οδηγεί στην παραγωγή 0.989 tn CO_2
- ❖ Υπολογίστηκαν οι ετήσιες ποσότητες των μεγεθών SCOP, $\eta_{ex,system}$, E_e (παραγωγή ψυκτικής ενέργειας), P_{el} (κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας) και η ετήσια CO_2 που αποφεύγεται η έκλυση του προς την ατμόσφαιρα του συνολικού συστήματος ψύξης
- ❖ Χάραξη διαγραμμάτων των παραπάνω υπολογισθέντων ποσοτήτων των ζητούμενων μεγεθών συναρτήσει των θερμοκρασιών πεδίων των βέλτιστων σημείων που προέκυψαν στο προηγούμενο βήμα

Βήμα 7^ο: (Οικονομική αξιολόγηση του συνολικού συστήματος ψύξης)

Στο τελευταίο αυτό βήμα πραγματοποιήθηκε η οικονομική αξιολόγηση του συνολικού συστήματος ψύξης για τις θερμοκρασιακές συνθήκες καθενός από τα βέλτιστα σημεία που προέκυψαν από τη δυναμική προσομοίωση. Για καθεμία περίπτωση ξεχωριστά υπολογίστηκαν τα μεγέθη NPV (καθαρή παρούσα αξία), IRR, SPP (απλή περίοδος αποπληρωμής) και PP (περίοδος αποπληρωμής) και χαράχτηκαν τα αντίστοιχα διαγράμματα συναρτήσεως των θερμοκρασιακών πεδίων των βέλτιστων σημείων.

Στο πίνακα που ακολουθεί παρουσιάζονται τα κόστη των διάφορων συσκευών που χρησιμοποιούνται στην ψυκτική εγκατάσταση καθώς και άλλες χρήσιμες παράμετροι της παρούσας μελέτης.

Παράμετρος	Συμβολισμός	Αξία	Πηγή
Κόστος Ψύκτη Απορρόφησης	K_{abs}	600 € /kW	[4.51]
Κόστος Ψύκτη Μηχανικής Συμπίεσης	K_{mc}	300 € /kW	[4.52]
Κόστος Ηλιακών Συλλεκτών Κενού	K_{ETC}	300 € /m ²	[4.44]
Κόστος Δεξαμενής Αποθήκευσης	K_{tank}	1000 € /m ³	[4.53]
Κόστος Ηλεκτρικής Ενέργειας	K_{el}	0.20 € /kWh	[4.3]
Επιτόκιο	r	3 %	[4.44]
Χρόνος Ζωής	M	25	[4.44]
Κόστος Λειτουργίας & Συντήρησης	$K_{O\&M}$	1% of capital cost	[4.54]

Πίνακας 4.10: Παράμετροι οικονομικής αξιολόγησης

Βιβλιογραφία 4^ο Κεφαλαίου

- [3.8] R. Petela, Exergy of undiluted thermal radiation, Solar Energy, Volume 74, Issue 6, 2003, Pages 469-488
- [4.1] 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
- [4.2] S. Pavlovic, A.M. Daabo, E. Bellos, V. Stefanovic, S. Mahmoud, R.K. Al-Dadah, Experimental and numerical investigation on the optical and thermal

- performance of solar parabolic dish and corrugated spiral cavity receiver, *Journal of Cleaner Production* 2017;150:75-92
- [4.3] Y. Qiu, Y.-L. He, P. Li, B.-C. Du, A comprehensive model for analysis of real-time optical performance of a solar power tower with a multi-tube cavity receiver, *Applied Energy* 2017;185(1):589-603
- [4.4] E. Bellos, C. Tzivanidis, K. Moschos, K.A. Antonopoulos, Energetic and financial evaluation of solar assisted heat pump space heating systems, *Energy Conversion and Management* 2016;120:306-319
- [4.5] K. Bataineh, Yazan Taamneh, Review and recent improvements of solar sorption cooling systems, *Energy and Buildings* 2016;128:22-37
- [4.6] E.D. Kerme, A. Chafidz, O.P. Agboola, J. Orfi, A.H. Fakeeha, A.S. Al-Fatesh, Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide-water absorption cooling system, *Journal of Cleaner Production* 2017;151:60-73
- [4.7] E.D. Kerme, A. Chafidz, O.P. Agboola, J. Orfi, A.H. Fakeeha, A.S. Al-Fatesh, Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide-water absorption cooling system, *Journal of Cleaner Production* 2017;151:60-73
- [4.8] Y. Chen, W. Han, H. Jin, Proposal and analysis of a novel heat-driven absorption–compression refrigeration system at low temperatures, *Applied Energy* 2017;185(2):2106-2116
- [4.9] E. Bellos, C. Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system, *Energy Conversion and Management* 2016;123:453-461
- [4.10] V. Jain, G. Sachdeva, S.S. Kachhwaha, Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system, *Energy* 2015;91:816-832
- [4.11] V. Jain, S.S. Kachhwaha, G. Sachdeva, Thermodynamic performance analysis of a vapor compression–absorption cascaded refrigeration system, *Energy Conversion and Management* 2013;75:685-700
- [4.12] Z. Li, Y. Jing, J. Liu, Thermodynamic study of a novel solar LiBr/H₂O absorption chiller, *Energy and Buildings* 2016;133:565-576
- [4.13] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, P. Bruel, Y. Mourad, Y. Zeraouli, Solar driven cooling systems: An updated review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015;44:159-181
- [4.14] A. Labed, N. Moumimi, K. Aoues, A. Benchabane, Solar drying of henna (*Lawsonia inermis*) using different models of solar flat plate collectors: an experimental investigation in the region of Biskra (Algeria), *Journal of Cleaner Production* 2016;112(4):2545-2552

- [4.15] P. Sharan, S. Bandyopadhyay, Solar assisted multiple-effect evaporator, *Journal of Cleaner Production* 2017;142(4):2340-2351
- [4.16] E. Bellos, E. Mathioulakis, C. Tzivanidis, V. Belessiotis, K.A. Antonopoulos, Experimental and numerical investigation of a linear Fresnel solar collector with flat plate receiver, *Energy Conversion and Management* 2016;130:44-59
- [4.17] G. Angrisani, E. Entchev, C. Roselli, M. Sasso, F. Tariello, W. Yaïci, Dynamic simulation of a solar heating and cooling system for an office building located in Southern Italy, *Applied Thermal Engineering* 2016;103:377-390
- [4.18] A. Buonomano, F.O. Calise, M.D. d'Accadia, G. Ferruzzi, S. Frascogna, A. Palombo, R. Russo, M. Scarpellino, Experimental analysis and dynamic simulation of a novel high-temperature solar cooling system, *Energy Conversion and Management* 2016;109:19-39
- [4.19] J. Fernandez-Seara, J. Sieres, M. Vazquez, Compression-absorption cascade refrigeration system, *Applied Thermal Engineering* 2006;26:502-512
- [4.20] V. Jain, G. Sachdeva, S.S. Kachhwaha, Thermodynamic modelling and parametric study of a low temperature vapour compression-absorption system based on modified Gouy-Stodola equation, *Energy* 2015;79:407-418
- [4.21] C. Cimsit, I.T. Ozturk, Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering* 2012;40:311-317
- [4.22] C. Cimsit, I.T. Ozturk, M. Hozol, Second law based thermodynamic analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles, *Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles, Journal of Thermal Science and Technology* 2014;34(2):9-18
- [4.23] D. Colorado, V.M. Velazquez, Exergy analysis of a compression-absorption cascade system for refrigeration, *International Journal of Energy Research* 2013;37:1851-1865
- [4.24] D. Colorado, W. Rivera, Performance comparison between a conventional vapor compression and compression-absorption single-stage and double-stage systems used for refrigeration, *Applied Thermal Engineering* 2015;87:273-285
- [4.25] Y. Xu, N. Jiang, F. Pan, Q. Wang, Z. Gao, G. Chen, Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses, *Energy Conversion and Management* 2017;133:535-547
- [4.26] M.A. Marimón, J. Arias, P. Lundqvist, J.C. Bruno, A. Coronas, Integration of trigeneration in an indirect cascade refrigeration system in supermarkets, *Energy and Buildings* 2011;43:1427-1434
- [4.27] W. Wu, W. Shi, B. Wang, X. Li, Annual performance investigation and economic analysis of heating systems with a compression-assisted air source absorption heat pump, *Energy Conversion and Management* 2015;98: 290-302

- [4.28] Z.G. Sun, Experimental investigation of integrated refrigeration system (IRS) with gas engine, compression chiller and absorption chiller, *Energy* 2008;33(3):431-436
- [4.29] S.M. Hojjat Mohammadi, M. Ameri, Energy and exergy comparison of a cascade air conditioning system using different cooling strategies, *International Journal of Refrigeration* 2014;41:14-26
- [4.30] S. Garimella, A.M. Brown, A.K. Nagavarapu, Waste heat driven absorption/vapor-compression cascade refrigeration system for megawatt scale, high-flux, low-temperature cooling, *International Journal of Refrigeration* 2011;8:1776-1785
- [4.31] L. Kairouani, E. Nehdi, Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy, *Applied Thermal Engineering* 2006;26(2-3):288-294
- [4.32] J.C. Chinnappa, M.R. Crees, S.S. Murthy, and K. Srinivasan, Solar assisted vapor compression/absorption cascaded air-conditioning systems, *Solar Energy* 1993;50:453-458
- [4.33] M.S. Munfath Khan, J. Orfi, Cooling performance and energy saving analysis of cascade refrigeration system powered by solar energy for Riyadh region (Saudi Arabia), *International Journal of Sustainable Building Technology and Urban Development* 2014;5(1):44-52
- [4.34] F.A. Boyaghchi, M. Mahmoodnezhad, V. Sabeti, Exergoeconomic analysis and optimization of a solar driven dual-evaporator vapor compression-absorption cascade refrigeration system using water/CuO nanofluid, *Journal of Cleaner Production* 2016;139:970-985
- [4.35] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, third ed., Wiley, Hoboken, NJ, USA, 2006
- [4.36] Solutia technical bulletin 7239115C-TherminolVP. Available online at ([https:// www.therminol.com/products/Therminol-VP1](https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1))
- [4.37] C. Tzivanidis, E. Bellos, K.A. Antonopoulos, Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal Organic Rankine Cycle power plant, *Energy Conversion and Management* 2016;126:421-433
- [4.38] E. Bellos, C. Tzivanidis, C. Symeou, K.A. Antonopoulos, Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach, *Energy Conversion and Management* 2017;137:34-48
- [4.39] D.A. Kouremenos, K.A. Antonopoulos, E.S. Domazakis, Solar radiation correlations for the Athens, Greece, area, *Solar Energy* 1985;35:259-269
- [4.40] D.A. Kouremenos, K.A. Antonopoulos, S. Doulgerakis, Direct and diffuse solar radiation correlations for tilted surfaces in Athens, Greece, *Solar Energy* 1987;38(3):203-217

- [4.41] Electrical Research Association, 1967 Steam Tables, Thermodynamic Properties of Water and Steam; Viscosity of Water and Steam, Thermal Conductivity of Water and Steam, Edward Arnold Publishers, London, 1967
- [4.42] J. Pátek, J. Klomfar, A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range, *International Journal of Refrigeration* 2006;29(4):566-578
- [4.43] Συμεού Χριστόφορος, Βελτιστοποίηση και δυναμική προσομοίωση ηλιακού συστήματος ψύξης με απορρόφηση, Αθήνα, 2016
- [4.44] E. Bellos, C. Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types, *Applied Thermal Engineering* 2016;102:749-759
- [4.45] T.M. Mróz, Thermodynamic and economic performance of the LiBr–H₂O single stage absorption water chiller, *Applied Thermal Engineering* 2006;26(17-18):2103-2109
- [4.46] C.A. Balaras, E.G. Dascalaki, K.G. Droutsas, S. Kontoyiannidis, Empirical assessment of calculated and actual heating energy use in Hellenic residential buildings, *Applied Energy* 2016;164:115-132
- [4.47] T.K. Gogoi, D. Konwar, Exergy analysis of a H₂O–LiCl absorption refrigeration system with operating temperatures estimated through inverse analysis
- [4.48] F-Chart Software, Engineering Equation Solver (EES); 2015. Available at: <http://www.fchart.com/ees>
- [4.49] R. Tillner-Roth and H.D. Baehr, An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa, *J. Phys. Chem., Ref. Data* 1994;23(5)
- [4.50] J. Pátek, J. Klomfar, A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range, *International Journal of Refrigeration* 2006;29(4):566-578
- [4.51] A. Shirazi, R.A. Taylor, G.L. Morrison, S.D. White, A comprehensive, multi-objective optimization of solar-powered absorption chiller systems for air-conditioning applications, *Energy Conversion and Management* 2017;132:281-306
- [4.52] Canada NR. RETScreen International. 4.1 ed
- [4.53] A.A. Al-Ugla, M.A.I. El-Shaarawi, S.A.M. Said, A.M. Al-Qutub, Techno-economic analysis of solar-assisted air-conditioning systems for commercial buildings in Saudi Arabia, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016;54:1301-1310

- [4.54] S. Yang, J. Liang, S. Yang, Y. Qian, A novel cascade refrigeration process using waste heat and its application to coal-to-SNG, Energy 2016;115(1):486-497

Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

5.1 Γενικά περί αποτελεσμάτων

Στο κεφάλαιο αυτό της παρούσας διπλωματικής εργασίας θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν μετά από τον παραμετρικό υπολογισμό, με την βοήθεια του προγράμματος EES (Engineering Equation Solver), για τον ψύκτη μηχανικής συμπίεσης, τον ψύκτη απορρόφησης καθώς και για το cascade σύστημα τους.

5.2 Ψύκτης Μηχανικής Συμπίεσης

Το υποκεφάλαιο αυτό περιλαμβάνει τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης για καθένα από τα διάφορα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιήθηκαν στον ψύκτη μηχανικής συμπίεσης καθώς και τα διαγράμματα του μεγέθους ECOP συναρτήσει της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης για καθένα από τα ψυκτικά μέσα. Τα ψυκτικά μέσα που εξετάστηκαν ήταν τα R134a, R404a, R410a, R407c, R744 (CO₂). Τέλος για τα παραπάνω ψυκτικά μέσα παρουσιάζονται σε κοινό διάγραμμα ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη συναρτήσει της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης.

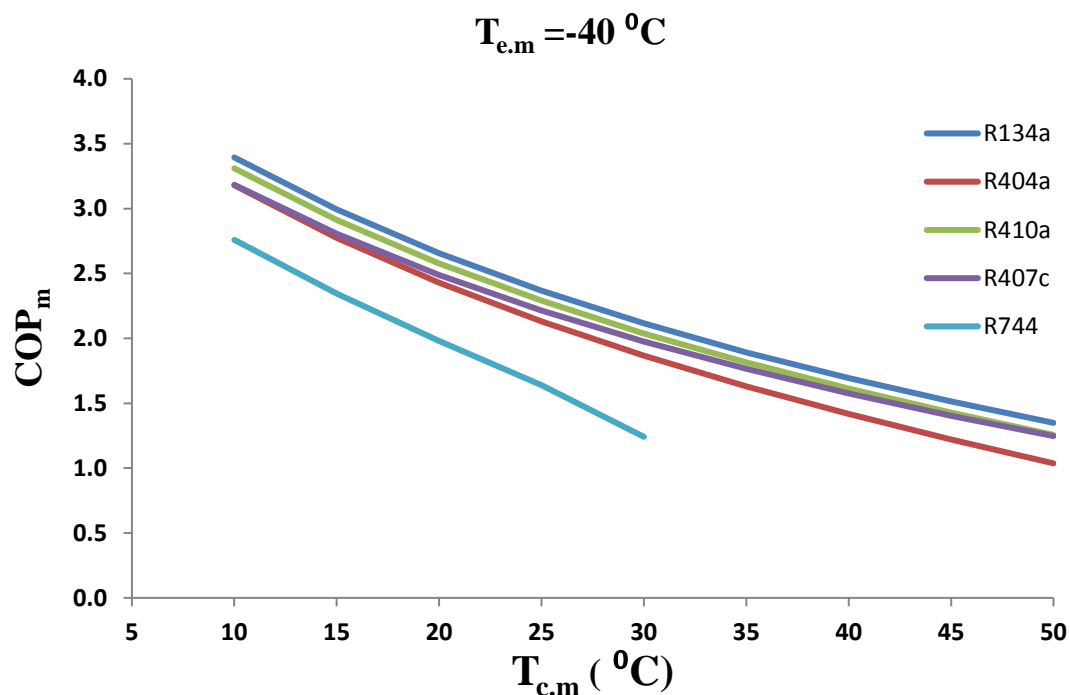
Το μέγεθος ECOP ορίζεται ως εξής :

$$ECOP = \frac{COP}{COP_c} \quad (5.1)$$

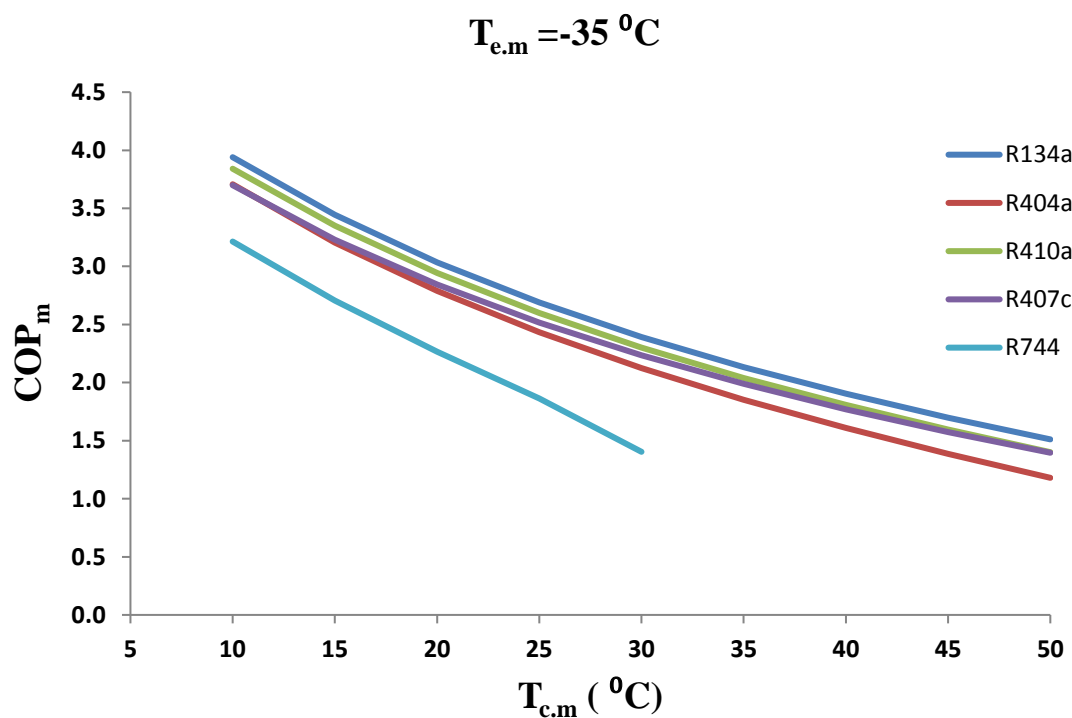
Το μέγεθος COP_c πρόκειται για τον συντελεστή συμπεριφοράς ενός ψυκτικού κύκλου Carnot και ορίζεται ως εξής:

$$COP_c = \frac{273+T_{e,m}}{T_{c,m}-T_{e,m}} \quad (5.2)$$

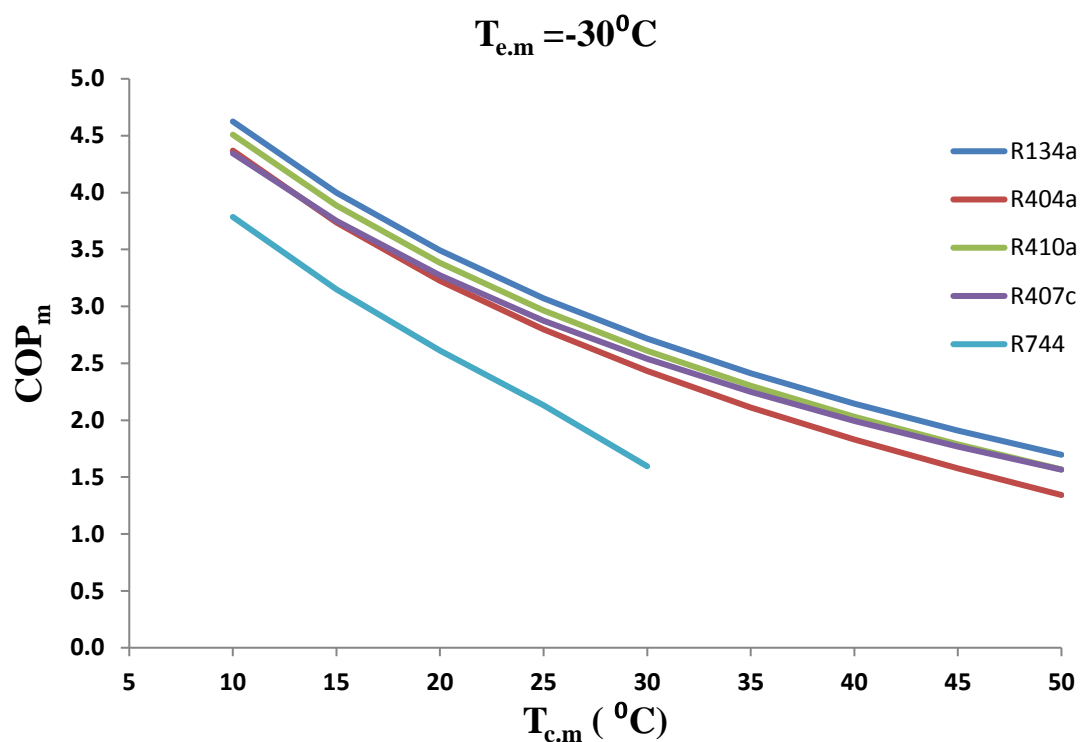
Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή για τα διάφορα εργαζόμενα μέσα, για συγκεκριμένες θερμοκρασίες ατμοποίησης:



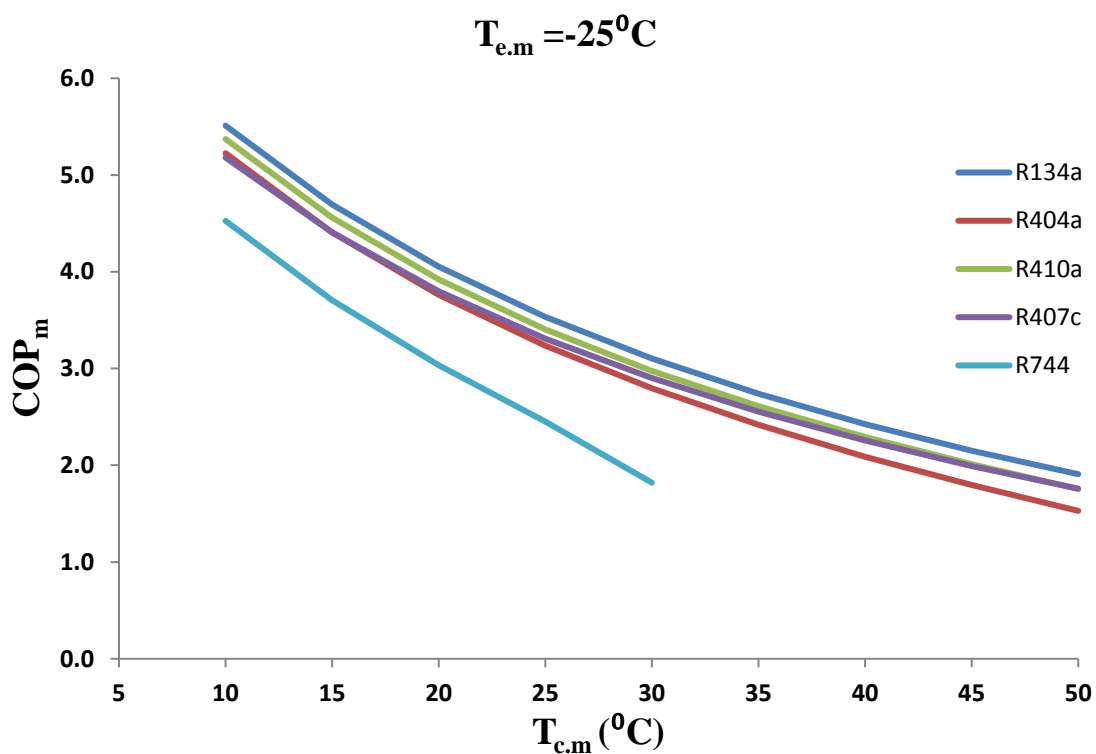
Διάγραμμα 5.1: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e,m} = -40^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα



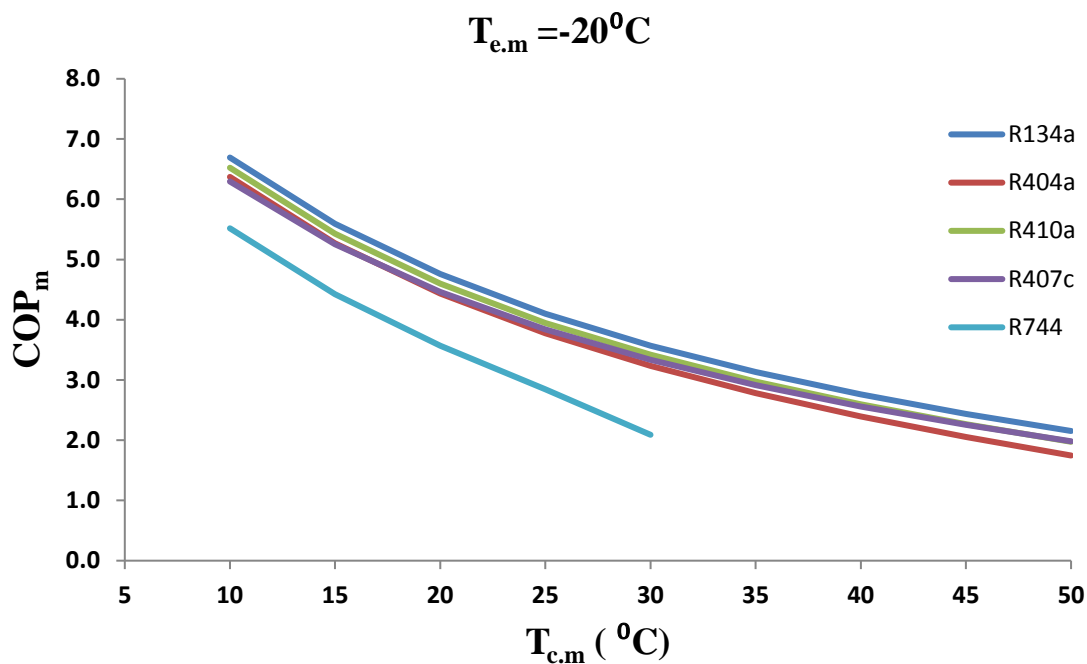
Διάγραμμα 5.2: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e,m} = -35^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα



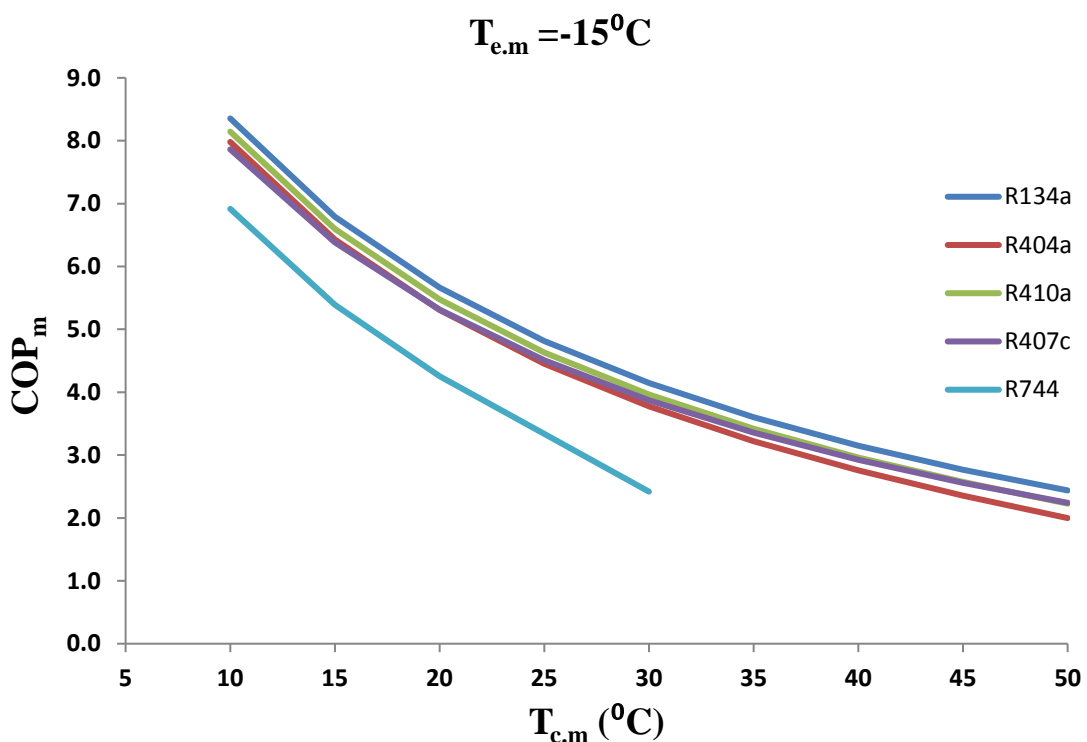
Διάγραμμα 5.3: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e.m} = -30^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα



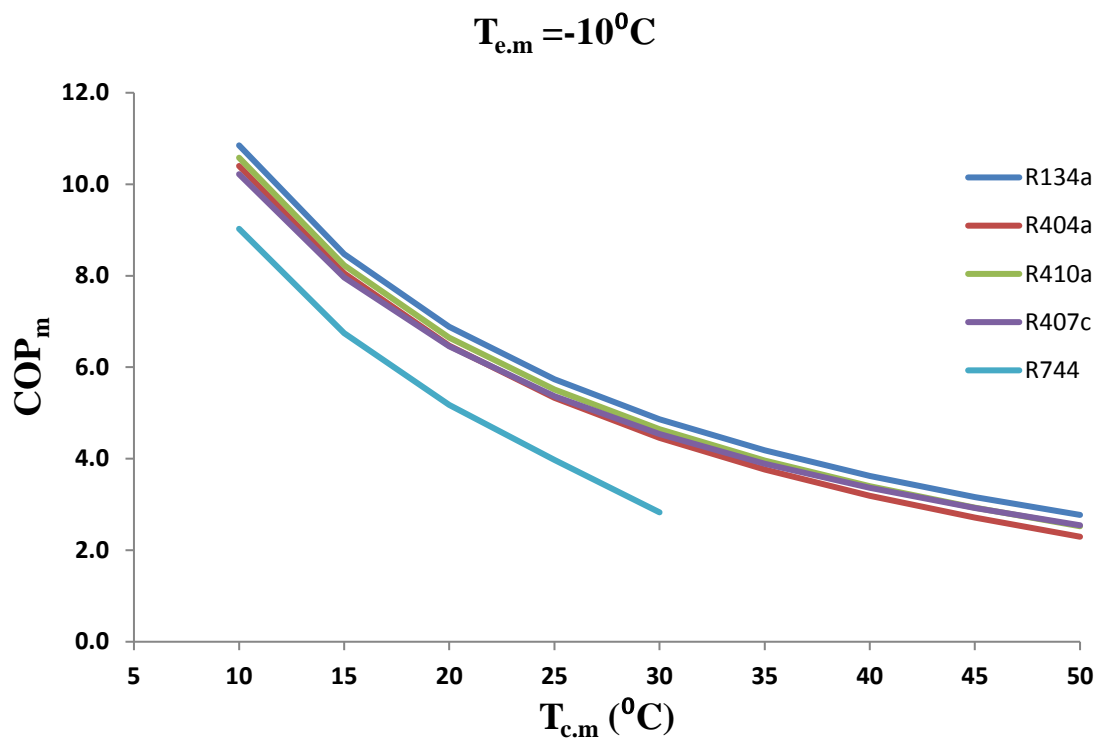
Διάγραμμα 5.4: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e.m} = -25^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα



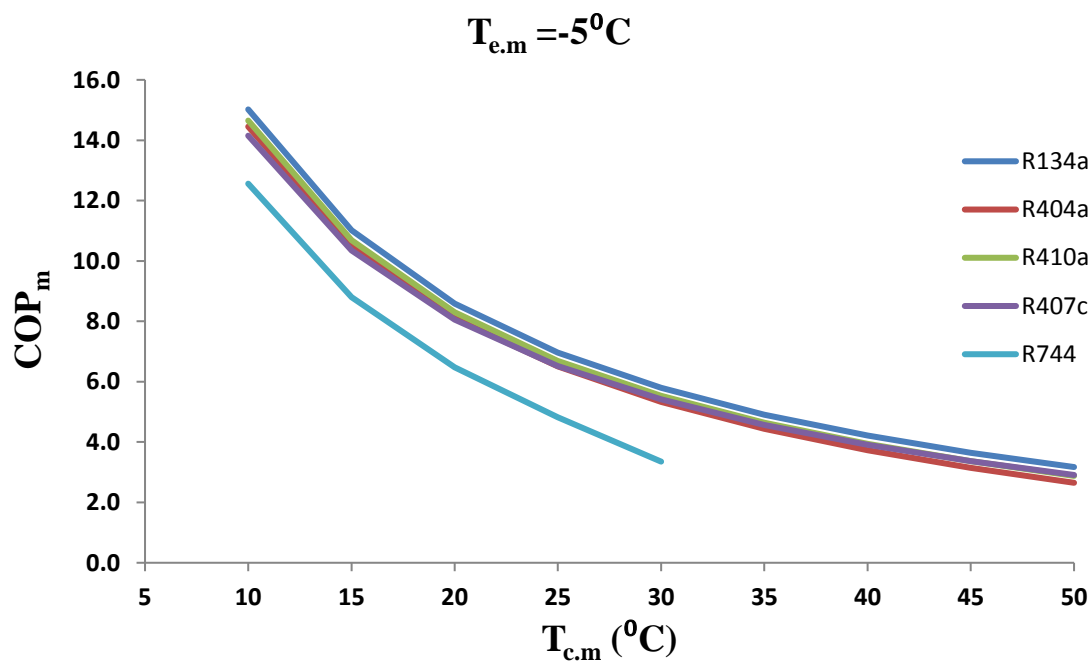
Διάγραμμα 5.5: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e,m} = -20^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα



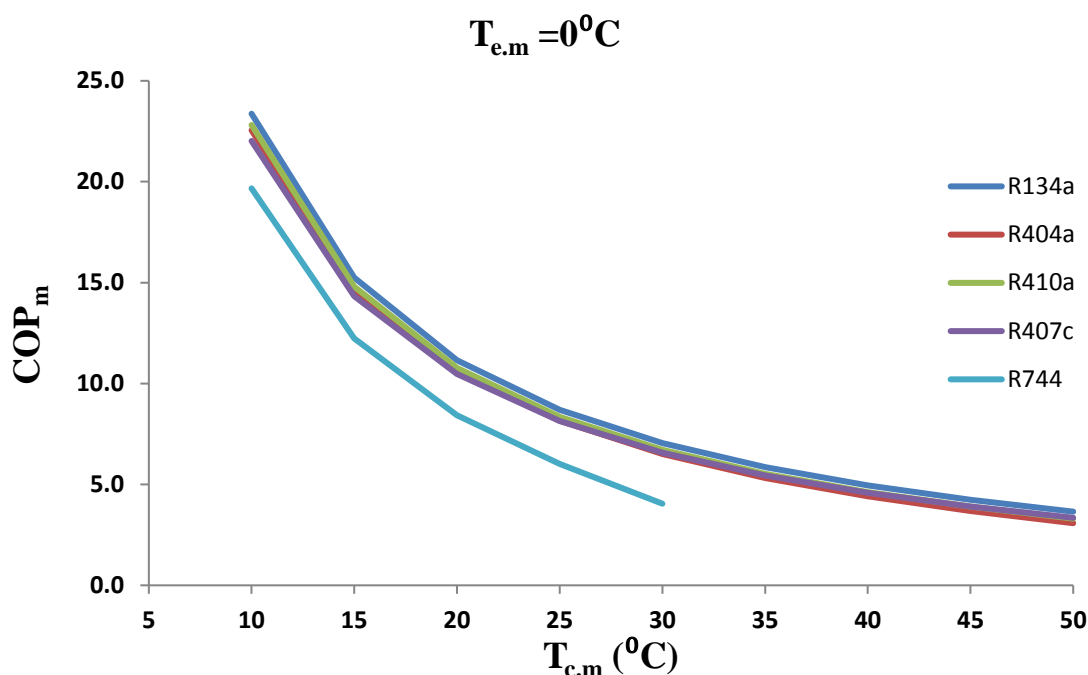
Διάγραμμα 5.6: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e,m} = -15^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα



Διάγραμμα 5.7: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e.m} = -10^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα



Διάγραμμα 5.8: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e.m} = -5^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα



Διάγραμμα 5.9: Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για θερμοκρασία ατμοποιητή $T_{e.m} = 0^{\circ}\text{C}$ για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 5.1-5.9:

Αφού παρουσιάστηκαν όλα τα διαγράμματα συντελεστή συμπεριφοράς-θερμοκρασίας συμπυκνωτή για τις διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα παρατηρούνται τα εξής στοιχεία.

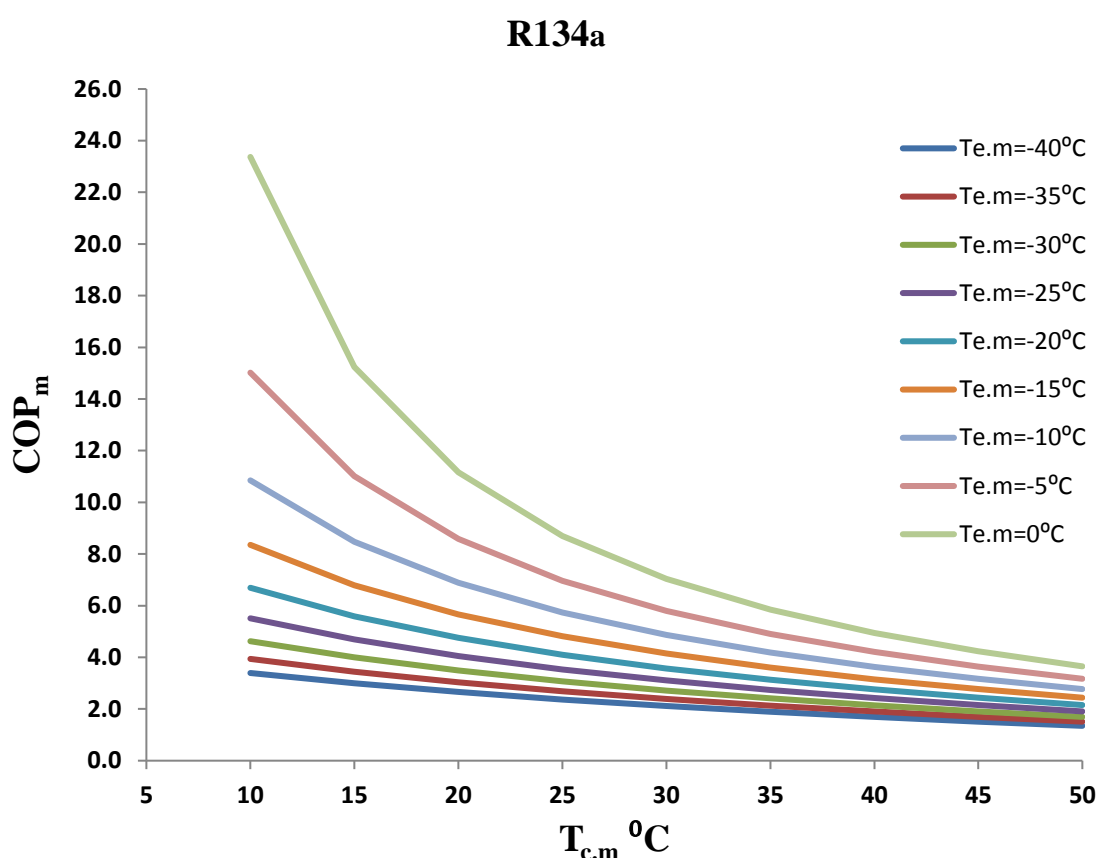
Αρχικά όπως αναμένεται ο συντελεστής συμπεριφοράς έχει φθίνουσα πορεία όσο μεγαλώνει η θερμοκρασία του συμπυκνωτή. Η συμπεριφορά αυτή είναι λογική καθώς μπορεί να εξηγηθεί με πολλούς τρόπους. Η μεγαλύτερη θερμοκρασία συμπύκνωσης οδηγεί σε μεγαλύτερο έργο στο συμπιεστή (μεγαλύτερη αύξηση πίεσης) κάτι που επιδρά αρνητικά στο συντελεστή συμπεριφοράς. Επίσης παρατηρείται ότι αρχικά η πτωτική πορεία του συντελεστή συμπεριφοράς για τις πολύ χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης είναι γραμμική ενώ όσο αυξάνεται η θερμοκρασία μειώνεται εκθετικά. Ακόμα είναι φανερό πως υπάρχει αισθητή διαφορά στην απόδοση του ψύκτη όταν αυτός λειτουργεί με διαφορετικά ψυκτικά μέσα. Η κατάταξη των ψυκτικών μέσων δεν φαίνεται να αλλάζει καθώς αλλάζουν οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης εκτός κάποιων περιπτώσεων.

Αναλυτικά στο διαγράμματα 5.1-5.8 το R134a έχει τον υψηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς σε σχέση με τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα. Στην δεύτερη και τρίτη θέση ακολουθούν τα ψυκτικά R410a και R407c, με λίγο υψηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς του R410a σε θερμοκρασίες συμπύκνωσης στο εύρος από 10°C έως 40°C , ενώ για πιο υψηλές θερμοκρασίες οι καμπύλες ταυτίζονται. Έπονται τα ψυκτικά μέσα R404a, R744 με την σειρά που αναφέρθηκαν. Ο συντελεστής συμπεριφοράς του R404a υπερτερεί σε όλες τις θερμοκρασίες συμπύκνωσης από εκείνον του R744 ενώ για πολύ υψηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης (από -15°C έως 0°C) απέχει ελάχιστα έως και

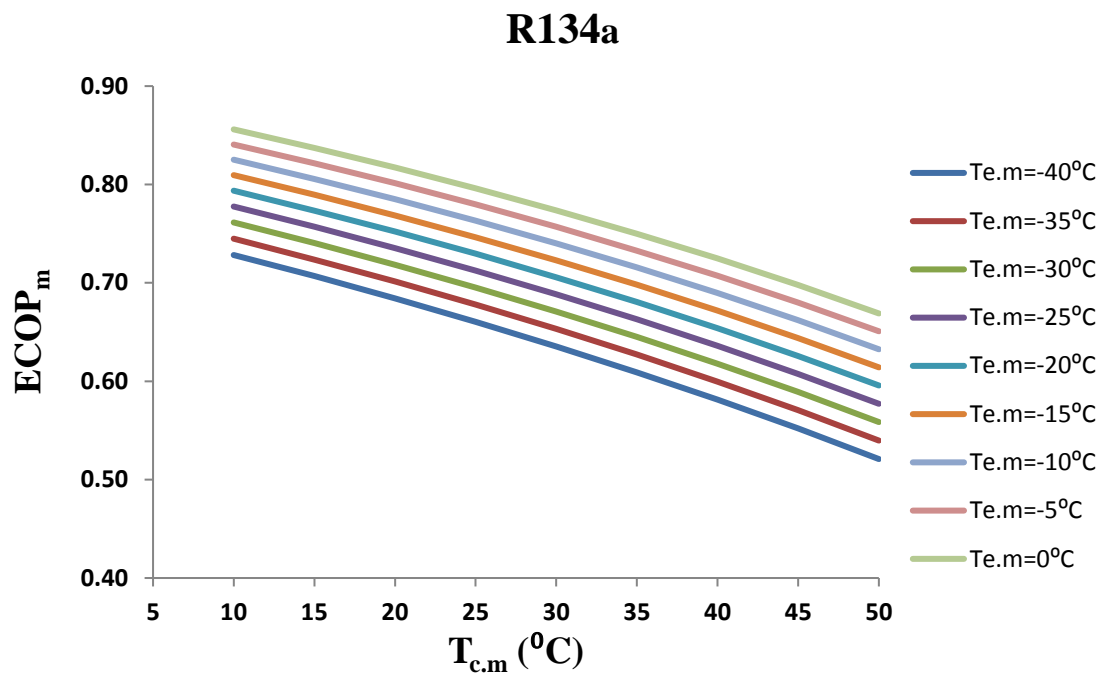
Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα

ταυτίζεται με τον συντελεστή συμπεριφοράς των R410a και R407c. Τέλος αξίζει να σημειωθεί ότι το ψυκτικό μέσο R744 (CO₂) έχει κρίσιμο σημείο στους 31°C. Επομένως εξετάστηκε μέχρι του 30°C διότι σε αντίθετη περίπτωση θα ξεπερνούταν το κρίσιμο σημείο και ο κύκλος θα γινόταν transcritical (διακρίσιμος) με συνέπεια η σύγκριση του με τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα να μην είναι κατάλληλη (λειτουργία μόνο σε υποκρίσιμους κύκλους) και ξεφεύγει από το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή καθώς και τα διαγράμματα του μεγέθους ECOP συναρτήσει της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης για κάθε εργαζόμενο μέσο, σε συγκεκριμένες θερμοκρασίες ατμοποίησης.



Διάγραμμα 5.10: Συντελεστής συμπεριφοράς COP_m ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για το ψυκτικό μέσο R134a για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης



Διάγραμμα 5.11: Συντελεστής $ECOP_m$ ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για το ψυκτικό μέσο R134a για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 5.10-5.11:

Όπως αναμενόταν παρατηρείται μείωση του συντελεστή συμπεριφοράς καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης. Αρχικά η μείωση είναι εκθετική μέχρι μια συγκεκριμένη θερμοκρασία συμπύκνωσης και ύστερα γίνεται γραμμική. Παρακάτω παρουσιάζεται αυτή η θερμοκρασία για κάθε ένα από τα παραπάνω διαγράμματα.

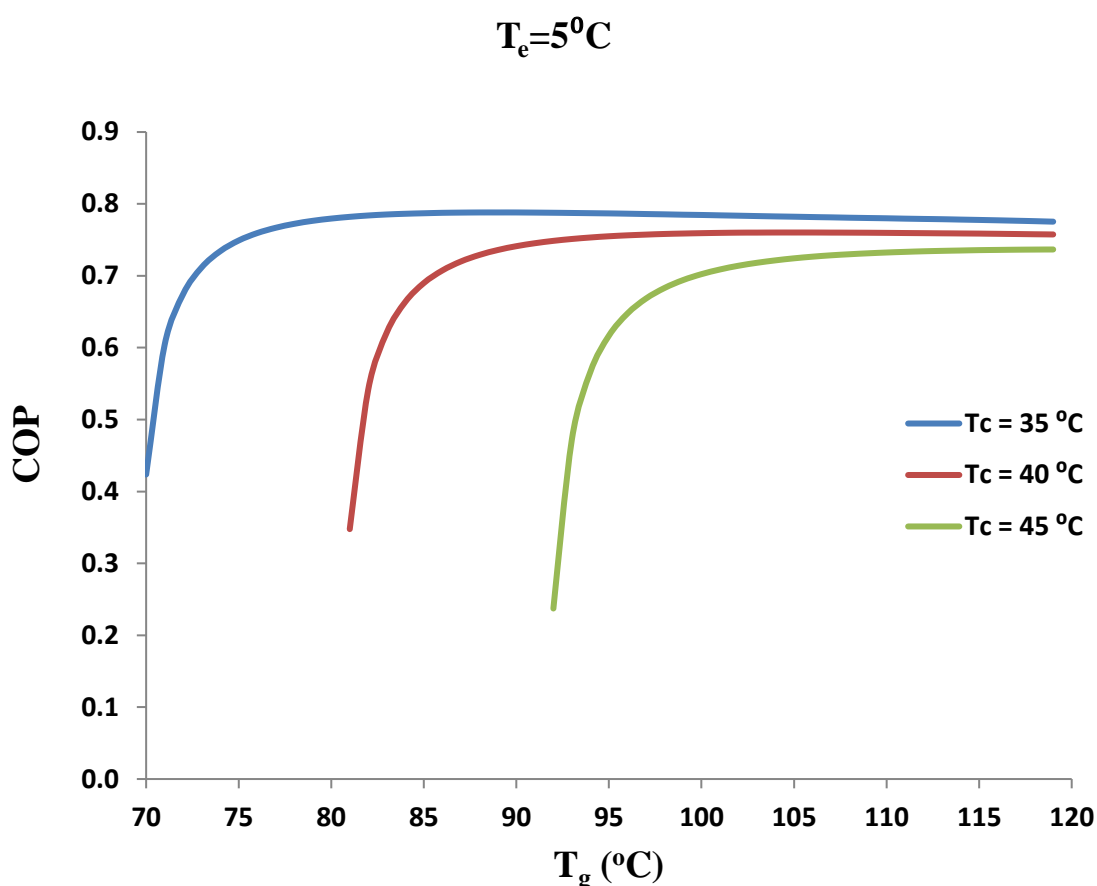
Στο διάγραμμα 5.10 του ψυκτικού μέσου R134a στην καμπύλη $T_{e,m}=0^\circ\text{C}$ η χαρακτηριστική θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι $T_{c,m}=40^\circ\text{C}$. Όμοια για τις καμπύλες $T_{e,m}= -5^\circ\text{C}$, -10°C , -15°C , -20°C , -25°C η χαρακτηριστική θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι περίπου $T_c=35^\circ\text{C}$, 30°C , 25°C , 20°C , 15°C αντίστοιχα. Τέλος στις καμπύλες $T_{e,m}= -30^\circ\text{C}$, -35°C , -40°C δεν παρατηρείται μεταβατική θερμοκρασία αλλά μόνο γραμμική μείωση.

Η φυσική ερμηνεία του μεγέθους $ECOP_m$ είναι ότι μας δείχνει πόσο καλά ο ψύκτης της μηχανικής συμπίεσης προσεγγίζει τον αντίστοιχο ψύκτη Carnot. Είναι εμφανές από την εξίσωση 5.2 ότι όσο η θερμοκρασία ατμοποίησης μειώνεται διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία συμπύκνωσης ο $ECOP_m$ μειώνεται. Επιπλέον όσο η θερμοκρασία συμπύκνωσης αυξάνεται διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία ατμοποίησης ο $ECOP_m$ επίσης μειώνεται. Οι διαπιστώσεις αυτές που προκύπτουν από την εξίσωση 5.2 επαληθεύονται πλήρως από τα διαγράμματα του συντελεστή $ECOP_m$ του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα. Αξίζει να παρατηρήσουμε ότι η μείωση αυτή του $ECOP_m$ για όλα τα εξεταζόμενα μέσα είναι σχεδόν γραμμική.

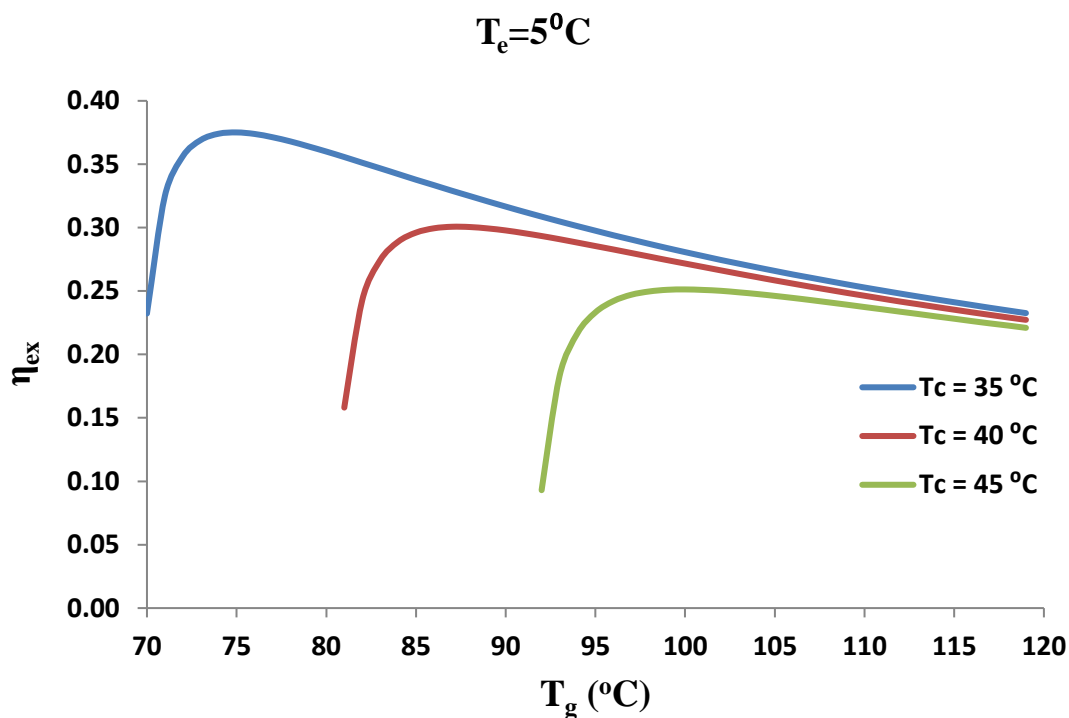
5.3 Ψύκτης Απορρόφησης

Το υποκεφάλαιο αυτό περιλαμβάνει τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς COP, του μεγέθους ECOP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης διατηρώντας κάθε φορά σταθερή την θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη. Η θερμοκρασία ατμοποίησης εξετάστηκε παραμετρικά από $T_e = 5^\circ\text{C}$ έως 12.5°C , η θερμοκρασία συμπύκνωσης από $T_c = 30^\circ\text{C}$ έως 45°C και η θερμοκρασία του αναγεννητή κυμάνθηκε από $T_g = 70^\circ\text{C}$ έως 120°C . Στη συνέχεια για την περίπτωση όπου $T_c = 40^\circ\text{C}$ εξετάστηκε η επίδραση διάφορων θερμοκρασιών ατμοποίησης T_e στο συντελεστή συμπεριφοράς COP, στο συντελεστή ECOP και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης η_{ex} συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή. Τέλος για την περίπτωση όπου $T_e = 10^\circ\text{C}$ και $T_c = 35^\circ\text{C}$ παρουσιάζονται τα διαγράμματα στα οποία αποτυπώνεται η επίδραση του βαθμού εκμεταλλευσιμότητας η_{hex} του εναλλάκτη θερμότητας του ψύκτη απορρόφησης ο οποίος εξετάστηκε παραμετρικά από 0.55 έως 0.80.

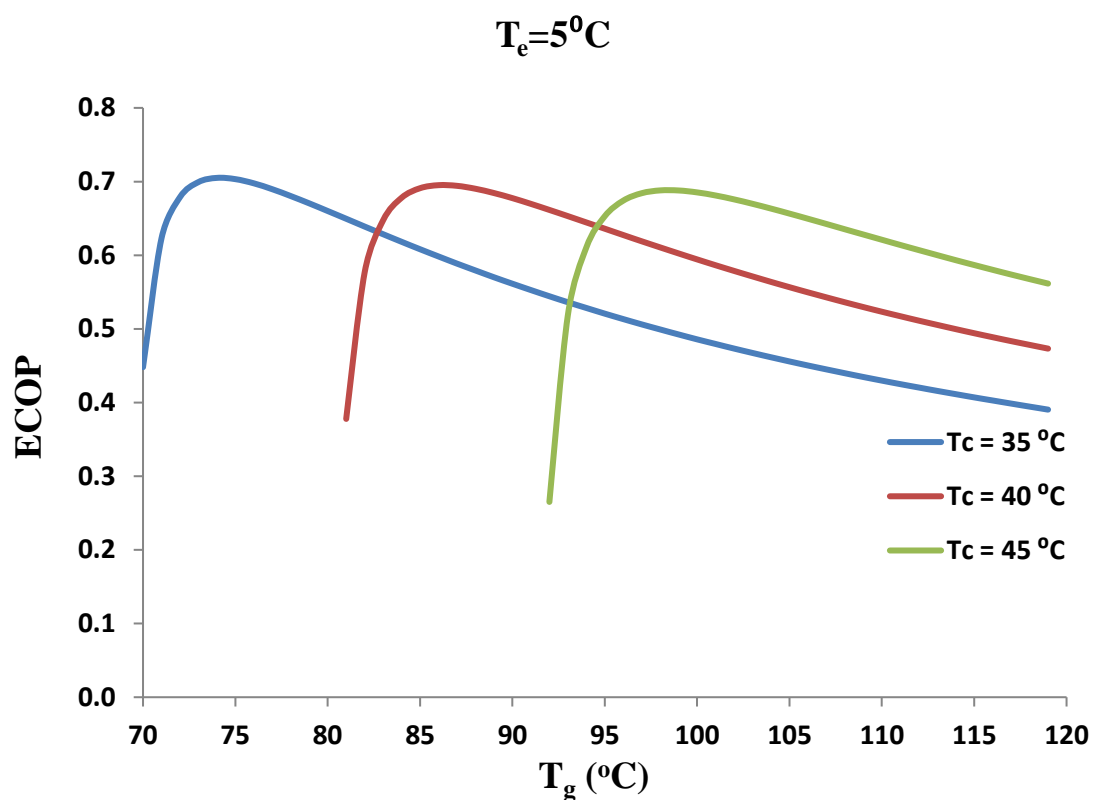
Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς COP, του συντελεστή ECOP και του εξεργειακού βαθμού η_{ex} συναρτήσει της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή για τα προαναφερθείσα θερμοκρασιακά πεδία μελέτης.



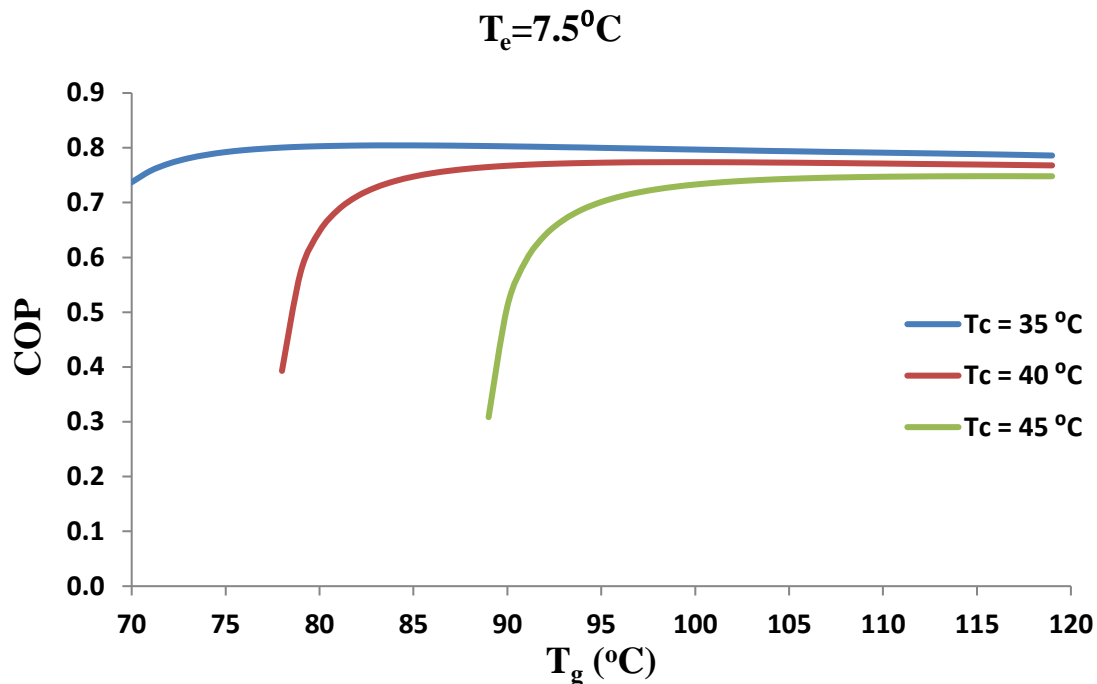
Διάγραμμα 5.12: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e = 5^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



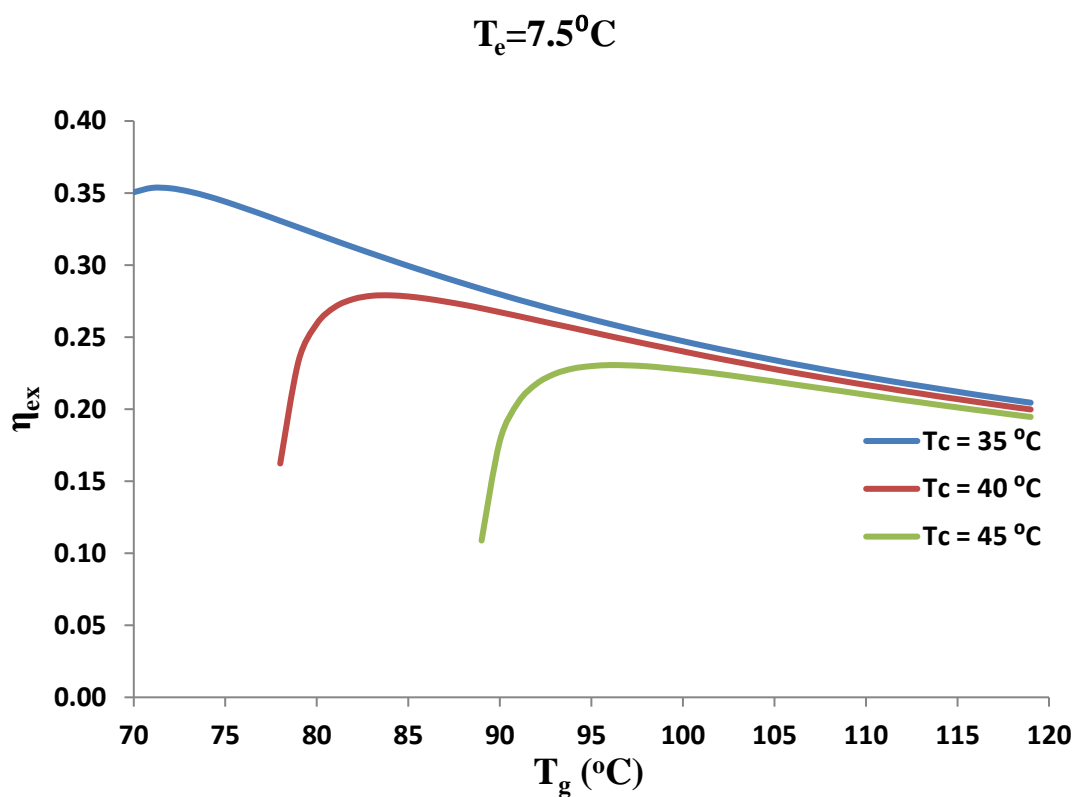
Διάγραμμα 5.13: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=5^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



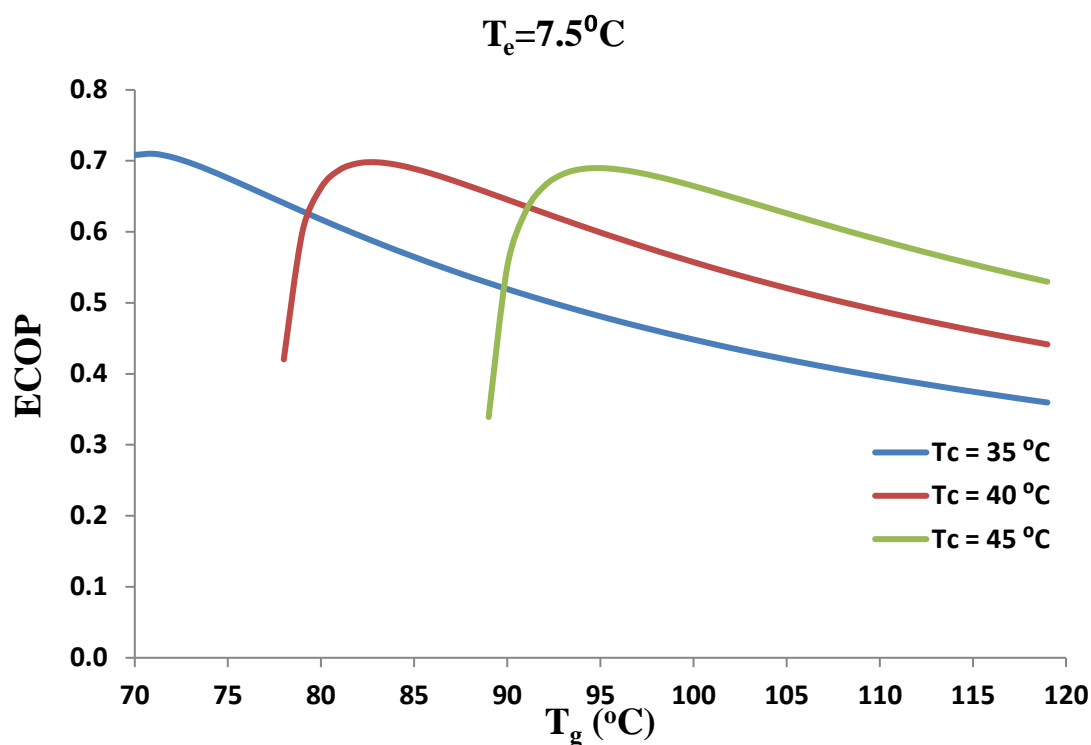
Διάγραμμα 5.14: Συντελεστής ECOP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=5^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



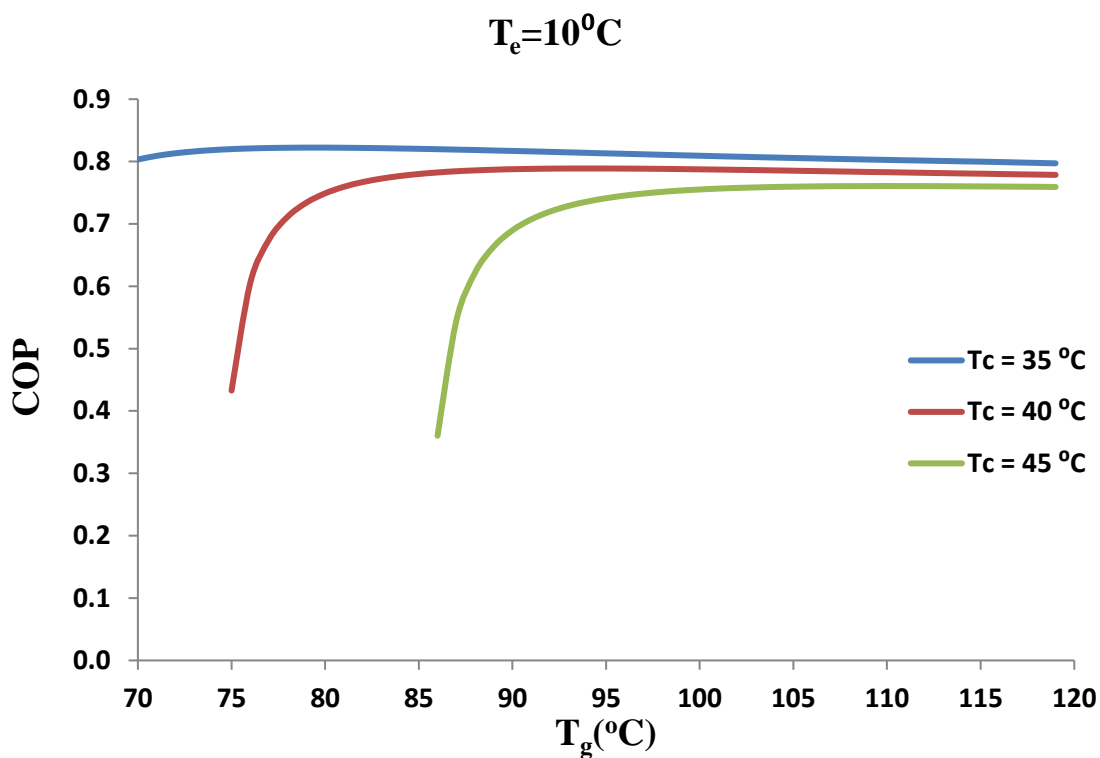
Διάγραμμα 5.15: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=7.5^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



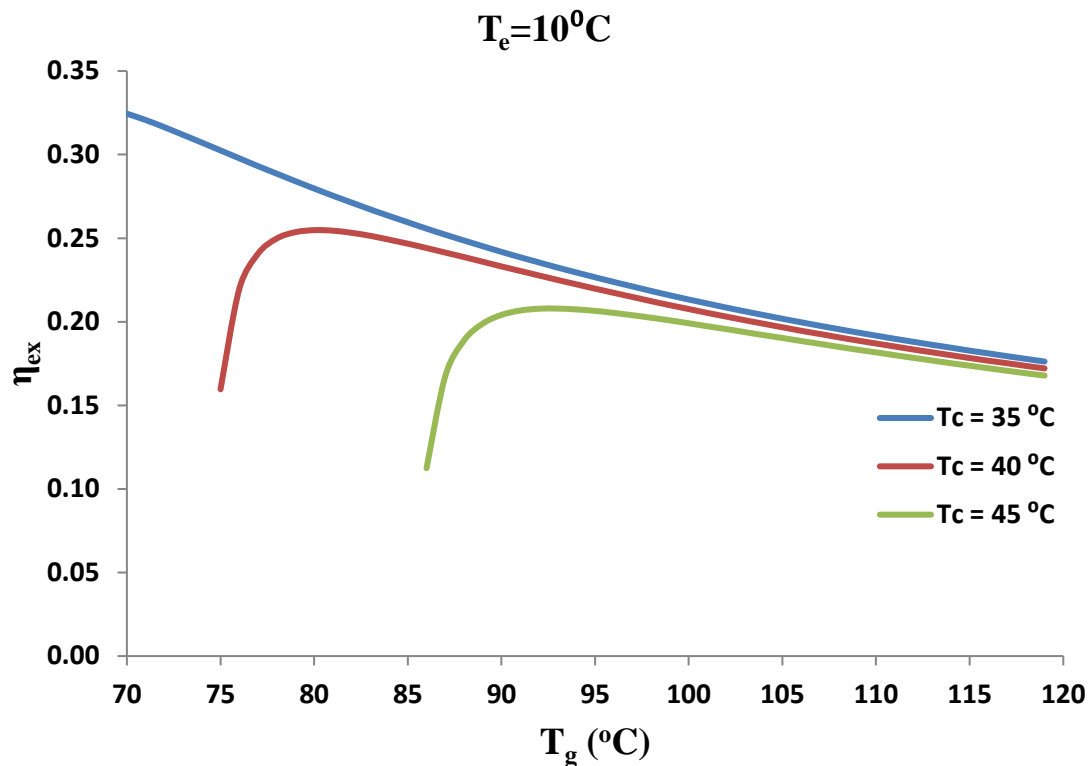
Διάγραμμα 5.16: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=7.5^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



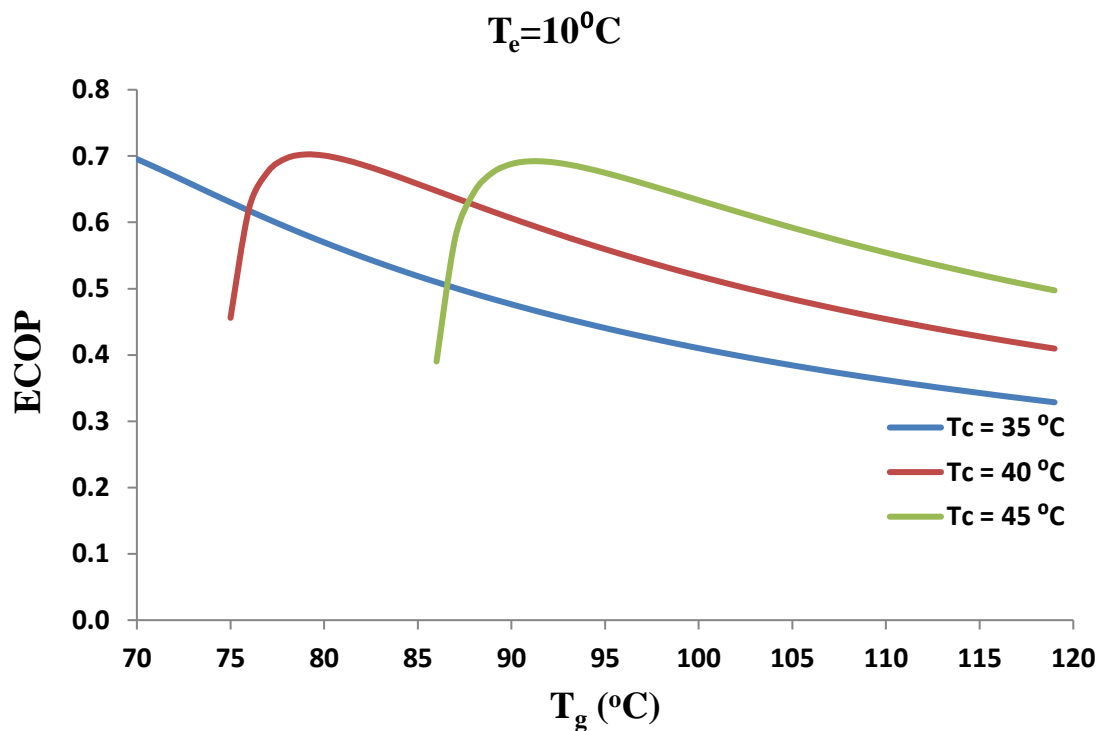
Διάγραμμα 5.17: Συντελεστής ECOP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=7.5^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



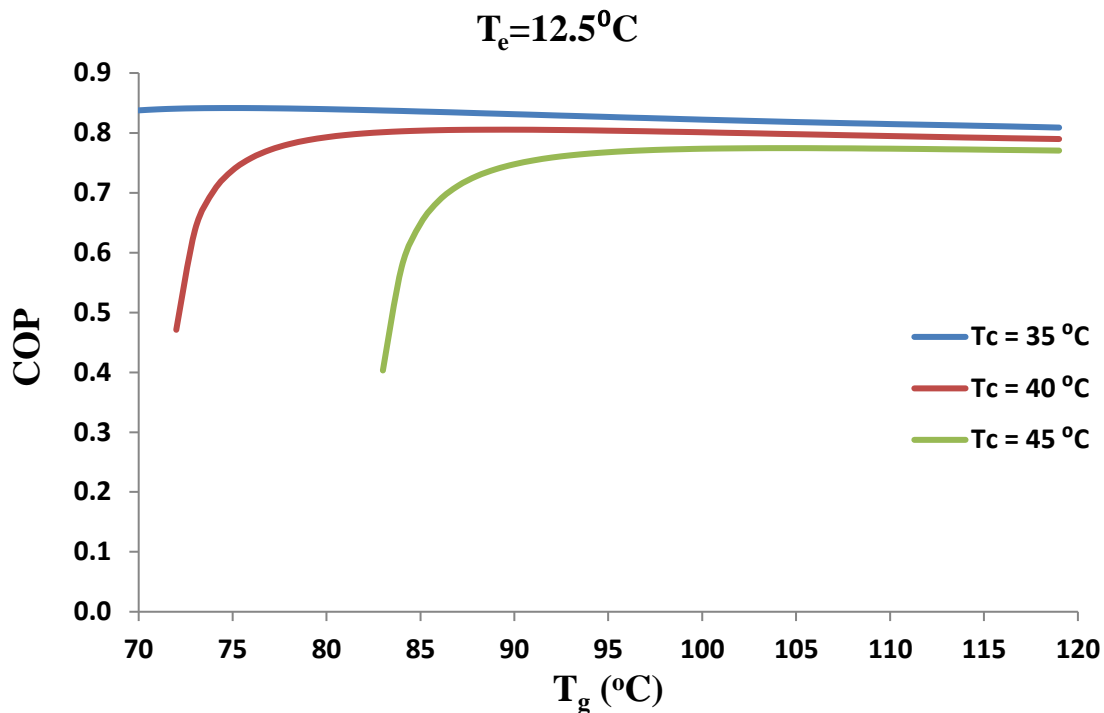
Διάγραμμα 5.18: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=10^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



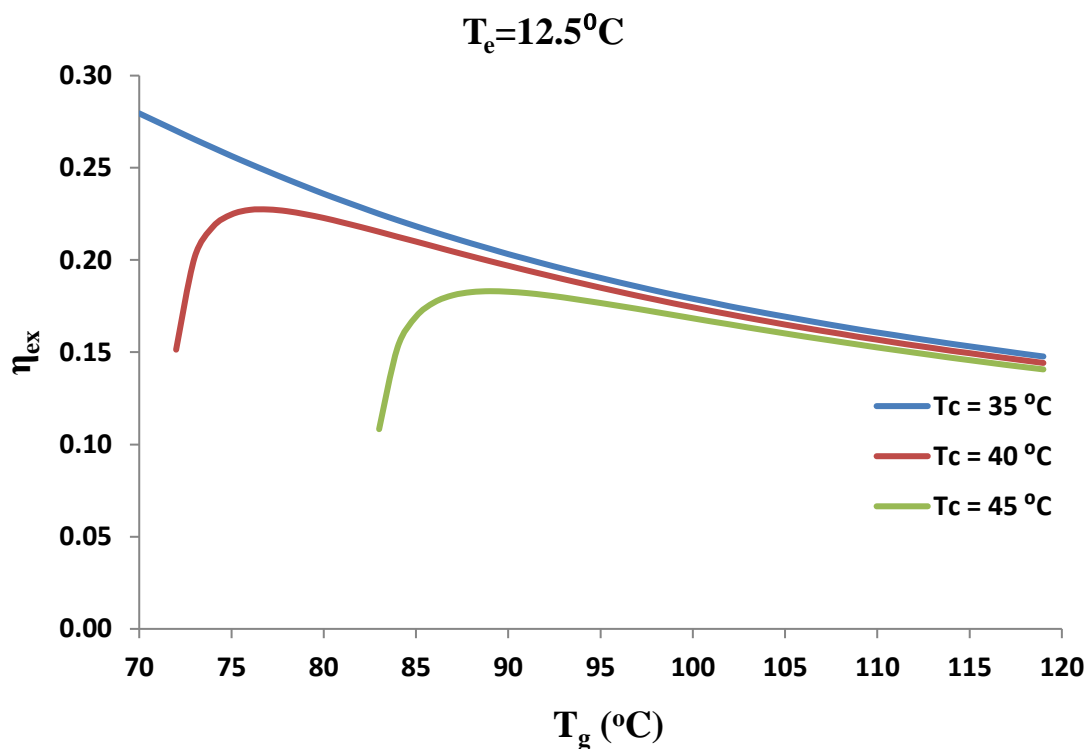
Διάγραμμα 5.19: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=10^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



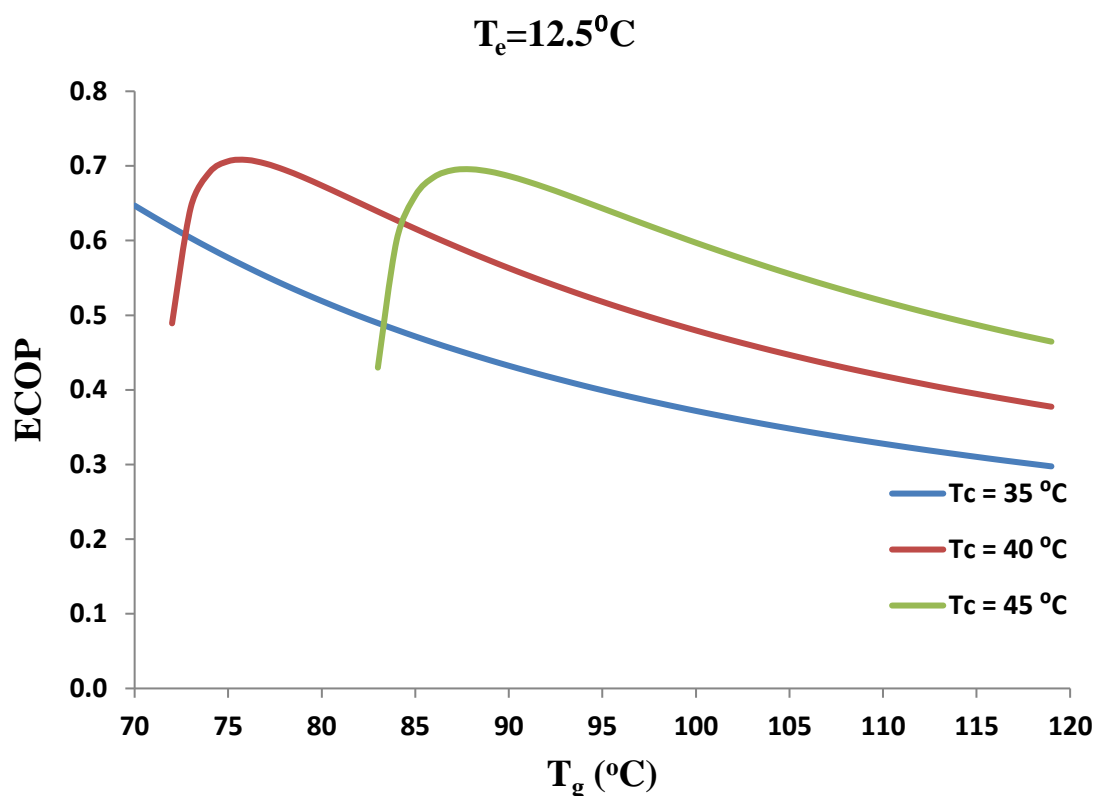
Διάγραμμα 5.20: Συντελεστής ECOP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=10^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



Διάγραμμα 5.21: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e = 12.5^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



Διάγραμμα 5.22: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e = 12.5^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης



Διάγραμμα 5.23: Συντελεστής ECOP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e = 12.5^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 5.12-5.23:

Από τα παραπάνω διαγράμματα διαπιστώνουμε:

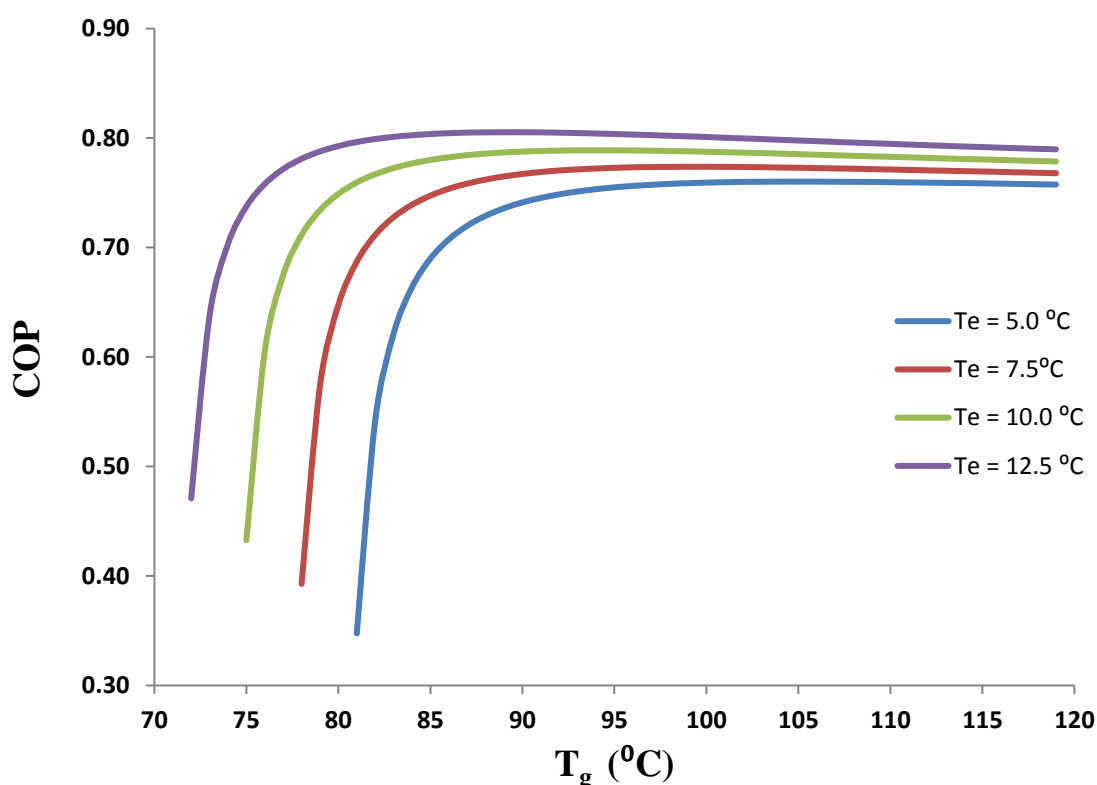
- Αν διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία ατμοποίησης T_e για μία δεδομένη θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c , όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αναγεννητή T_g ο συντελεστής συμπεριφοράς COP βελτιώνεται και έπειτα από μία ορισμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή σταθεροποιείται
- Αν διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία ατμοποίησης T_e για μία δεδομένη θερμοκρασία του αναγεννητή T_g , όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c ο συντελεστής συμπεριφοράς COP μειώνεται
- Αν διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία ατμοποίησης T_e για μία δεδομένη θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c , όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αναγεννητή T_g ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} αρχικά αυξάνεται μέχρι μία μέγιστη τιμή για μία ορισμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή και στη συνέχεια ελαττώνεται
- Αν διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία ατμοποίησης T_e για μία δεδομένη θερμοκρασία του αναγεννητή T_g , όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} ελαττώνεται
- Αν διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία ατμοποίησης T_e για μία δεδομένη θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c , όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αναγεννητή

Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα

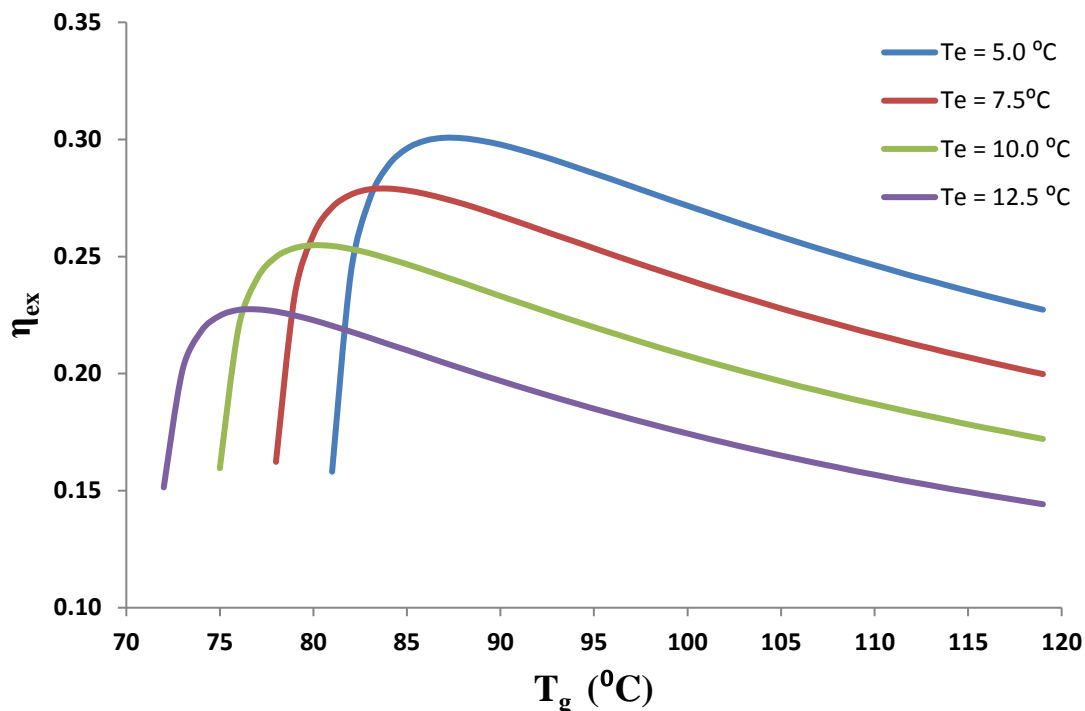
T_g ο συντελεστής ECOP του ψύκτη αρχικά αυξάνεται μέχρι μία μέγιστη τιμή για μία ορισμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή και στη συνέχεια ελαττώνεται

- Αν διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία ατμοποίησης T_e για μία δεδομένη θερμοκρασία του αναγεννητή T_g , όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c ο συντελεστής ECOP του ψύκτη βελτιώνεται δηλαδή προσεγγίζει καλύτερο τον ψυκτικό κύκλο του Carnot

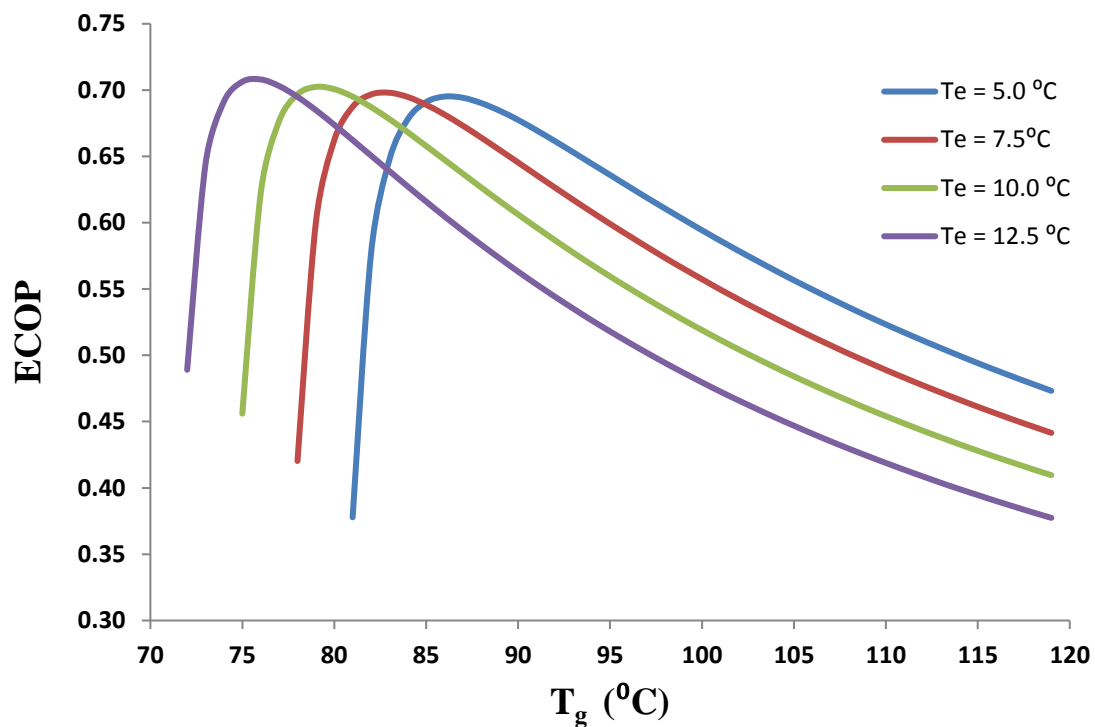
Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα στα οποία αποτυπώνεται η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης η οποία εξετάστηκε παραμετρικά από 5°C έως 12.5°C για την περίπτωση όπου $T_c=40^{\circ}\text{C}$ συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή.



Διάγραμμα 5.24: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης



Διάγραμμα 5.25: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης

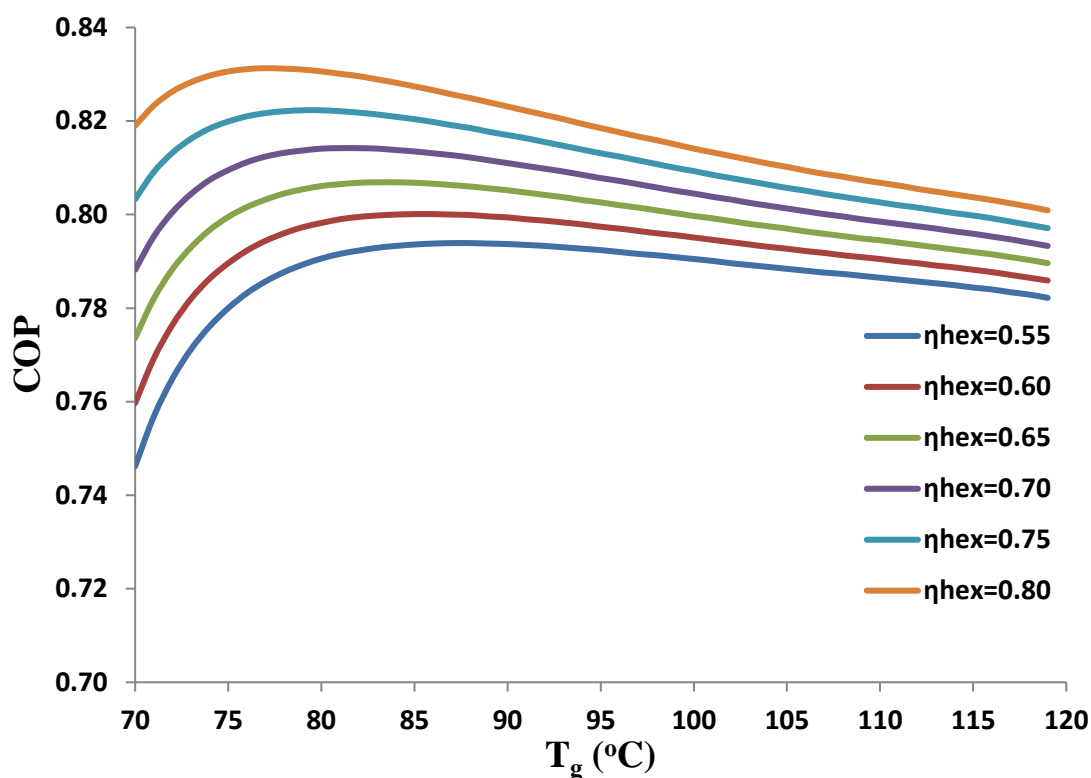


Διάγραμμα 5.26: Συντελεστής ECOP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης

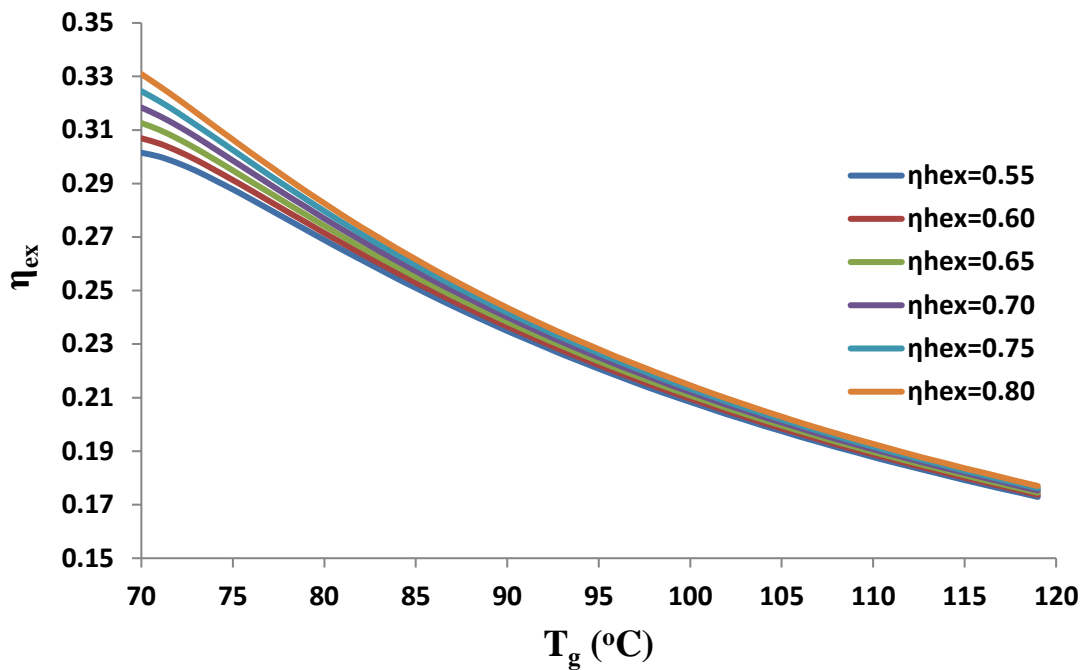
Σχολιασμός Διαγραμμάτων 5.24-5.26:

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αναγεννητή ο συντελεστής συμπεριφοράς COP σταδιακά αρχίζει να αυξάνεται μέχρι μία μέγιστη τιμή του για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και έπειτα από αυτή σταθεροποιείται. Αντίθετα ο συντελεστής ECOP και εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης μεγιστοποιούνται για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και έπειτα από αυτή ελαττώνονται με αύξηση της T_g . Τέλος αξίζει να τονιστεί ότι με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, διατηρώντας σταθερή τη θερμοκρασία T_g του αναγεννητή, ο συντελεστής συμπεριφοράς COP αυξάνεται ενώ αντίθετα παρατηρείται μείωση στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης η_{ex} και στον συντελεστή ECOP.

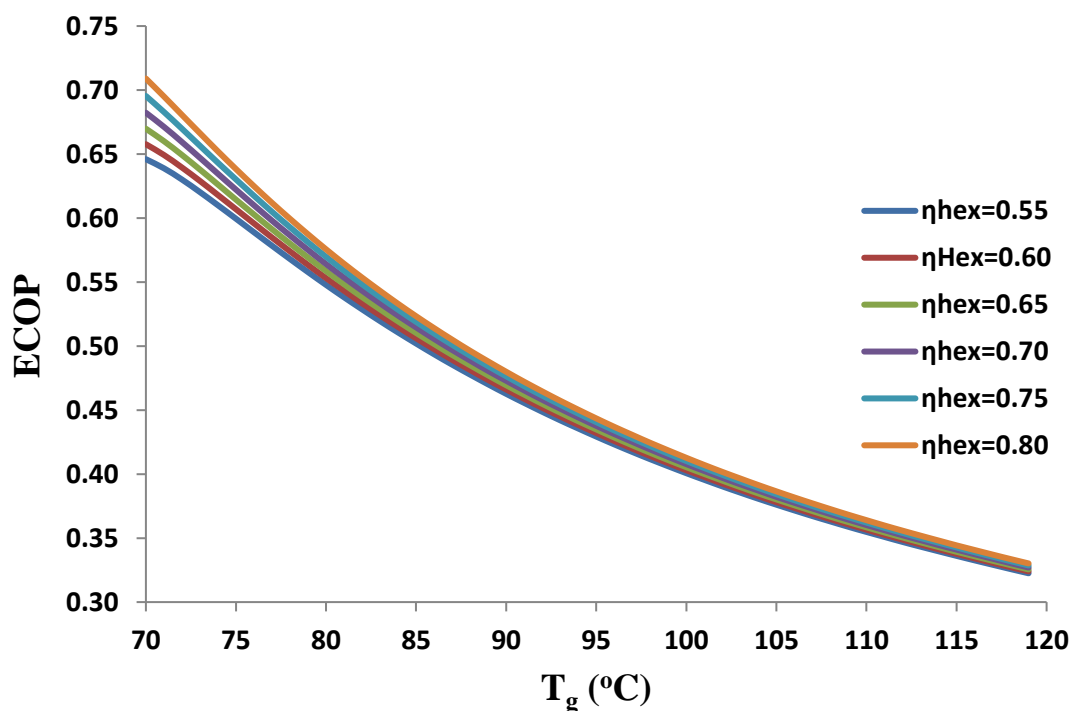
Σε συνέχεια της ανάλυσης του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα στα οποία αποτυπώνεται η επίδραση του βαθμού εκμεταλλευσιμότητας η_{hex} του εναλλάκτη θερμότητας του ψύκτη απορρόφησης, ο οποίος εξετάστηκε παραμετρικά από την τιμή 0.55 έως 0.80, για την περίπτωση όπου $T_c=10^\circ\text{C}$ και $T_g=35^\circ\text{C}$.



Διάγραμμα 5.27: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορους βαθμούς εκμεταλλευσιμότητας η_{hex} του εναλλάκτη θερμότητας



Διάγραμμα 5.28: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορους βαθμούς εκμεταλλευσιμότητας η_{hex} του εναλλάκτη θερμότητας



Διάγραμμα 5.29: Συντελεστής ECOP ψυκτικού κύκλου απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορους βαθμούς εκμεταλλευσιμότητας η_{hex} του εναλλάκτη θερμότητας

Συγολιασμός Διαγραμμάτων 5.27-5.29:

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι όσο αυξάνεται ο βαθμός εκμεταλλευσιμότητας η_{hex} του εναλλάκτη θερμότητας βελτιώνεται τόσο ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ψύκτη, τόσο ο συντελεστής ECOP καθώς και ο συντελεστής συμπεριφοράς COP. Αξίζει να σημειωθεί ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αναγεννητή T_g διατηρώντας σταθερό το βαθμό εκμεταλλευσιμότητας η_{hex} του εναλλάκτη θερμότητας τα μεγέθη ECOP και η_{hex} ελαττώνονται. Επιπλέον για σταθερό βαθμό εκμεταλλευσιμότητας η_{hex} ο συντελεστής συμπεριφοράς αρχίζει να αυξάνεται μέχρι μία μέγιστη τιμή του για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και έπειτα από αυτή ελαττώνεται με αύξηση της T_g .

5.4 Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης-Ψυκτικός κύκλος απορρόφησης (cascade σύστημα)

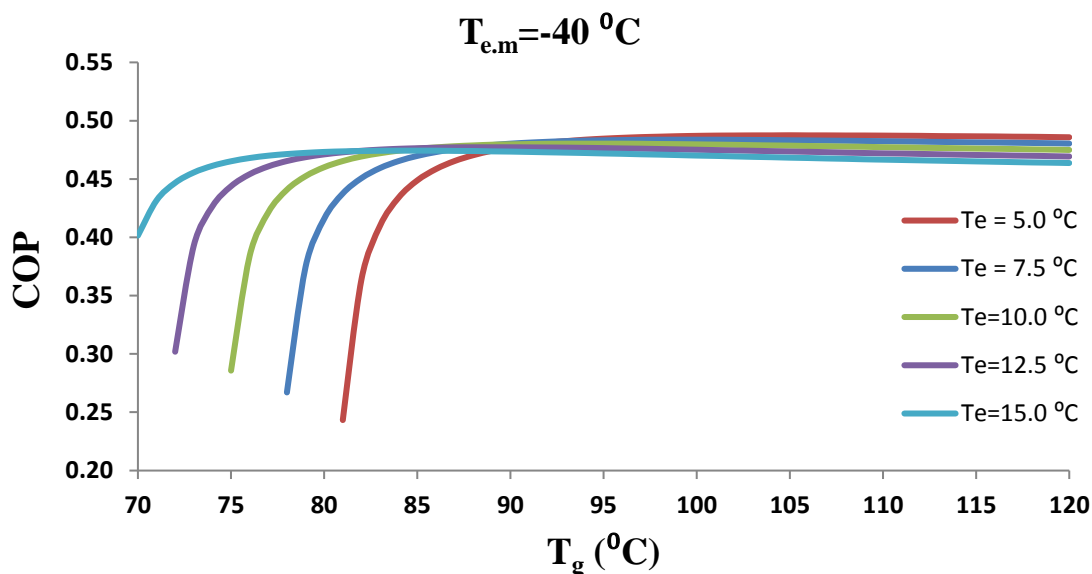
Όπως προαναφέρθηκε και στο βήμα 3^ο του υποκεφαλαίου 4.10 του προηγούμενου κεφαλαίου της παρούσας διπλωματικής εργασίας πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση του συστήματος του ψύκτη απορρόφησης με το ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Το συγκεκριμένο υποκεφάλαιο περιλαμβάνει τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς COP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} του συστήματος για δύο επιλεγμένες περιπτώσεις λειτουργίας καθότι και σε όλες τις υπόλοιπες περιπτώσεις που εξετάστηκαν η μορφή των διαγραμμάτων και τα συμπεράσματα που προέκυψαν ήταν πανομοιότυπα. Τέλος ύστερα από την εξέταση των διάφορων περιπτώσεων λειτουργίας με κριτήριο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος για κάθε περίπτωση λειτουργίας προέκυψαν οι βέλτιστες θερμοκρασίες του αναγεννητή $T_{g,opt}$ και του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης $T_{e,opt}$ για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας. Στη συνέχεια χαράχτηκαν τα αντίστοιχα διαγράμματα του COP και του η_{ex} των βέλτιστων θερμοκρασιακών τιμών συναρτήσει των θερμοκρασιακών πεδίων του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης τα οποία και παρουσιάζονται παρακάτω.

Πιο συγκεκριμένα:

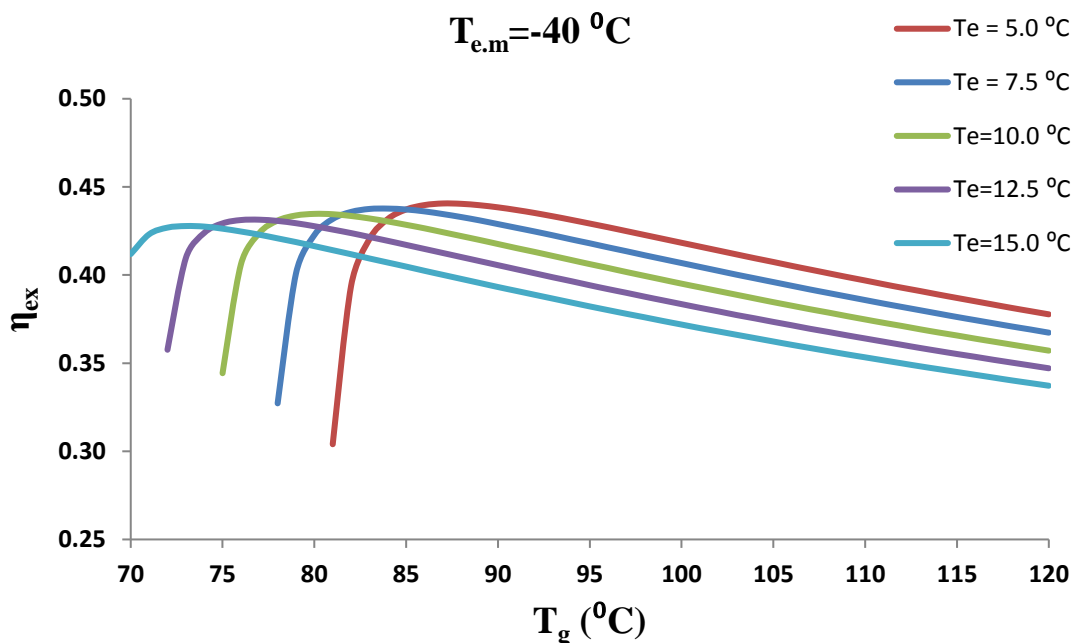
- Παρουσιάζεται η περίπτωση λειτουργίας του συστήματος ψύξης όπου η θερμοκρασία του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης ισούται με $T_c=40^\circ\text{C}$, η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης κυμαίνεται μεταξύ $T_{e,m}=-40^\circ\text{C}$ έως 0°C και η θερμοκρασία του ατμοποιητή του απορρόφησης κυμαίνεται μεταξύ $T_e=5^\circ\text{C}$ έως 15°C . Η εξέταση της περίπτωσης αυτής πραγματοποιήθηκε για διάφορες θερμοκρασίες του αναγεννητή T_g
- Παρουσιάζεται η περίπτωση λειτουργίας του συστήματος ψύξης όπου η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ισούται με $T_e=-20^\circ\text{C}$, η θερμοκρασία του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης κυμαίνεται μεταξύ $T_c=30^\circ\text{C}$ έως 50°C και η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης κυμαίνεται μεταξύ $T_{e,m}=5^\circ\text{C}$ έως 15°C . Ομοίως η εξέταση και αυτής της περίπτωσης αυτής πραγματοποιήθηκε για διάφορες θερμοκρασίες του αναγεννητή T_g

Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα

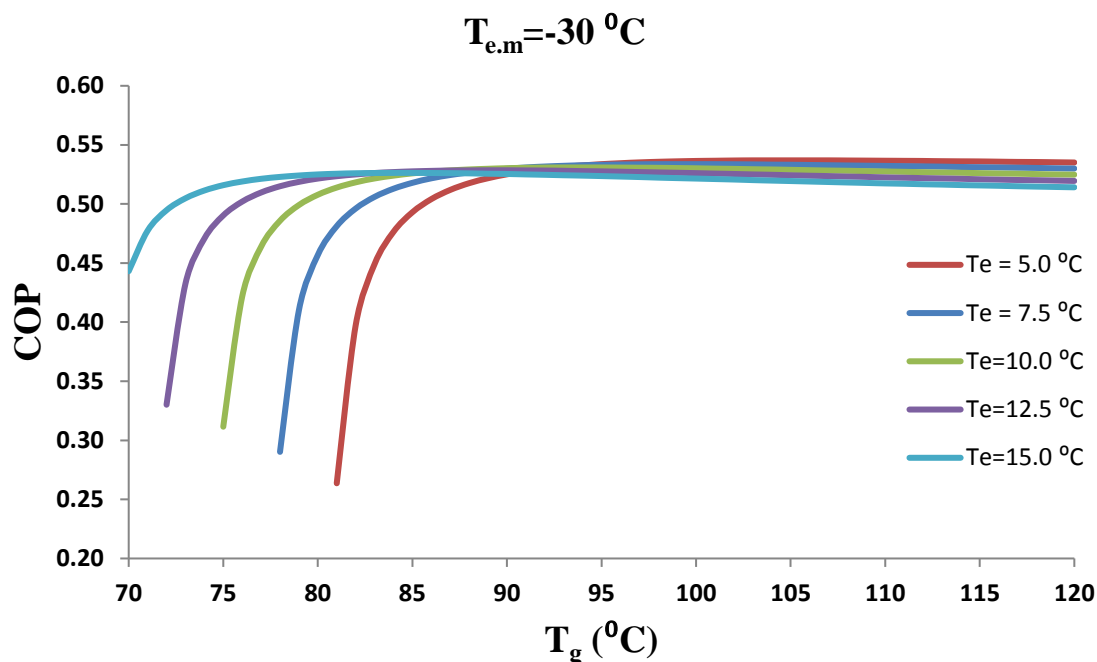
Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς COP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} του συστήματος της 1^{ης} περίπτωσης:



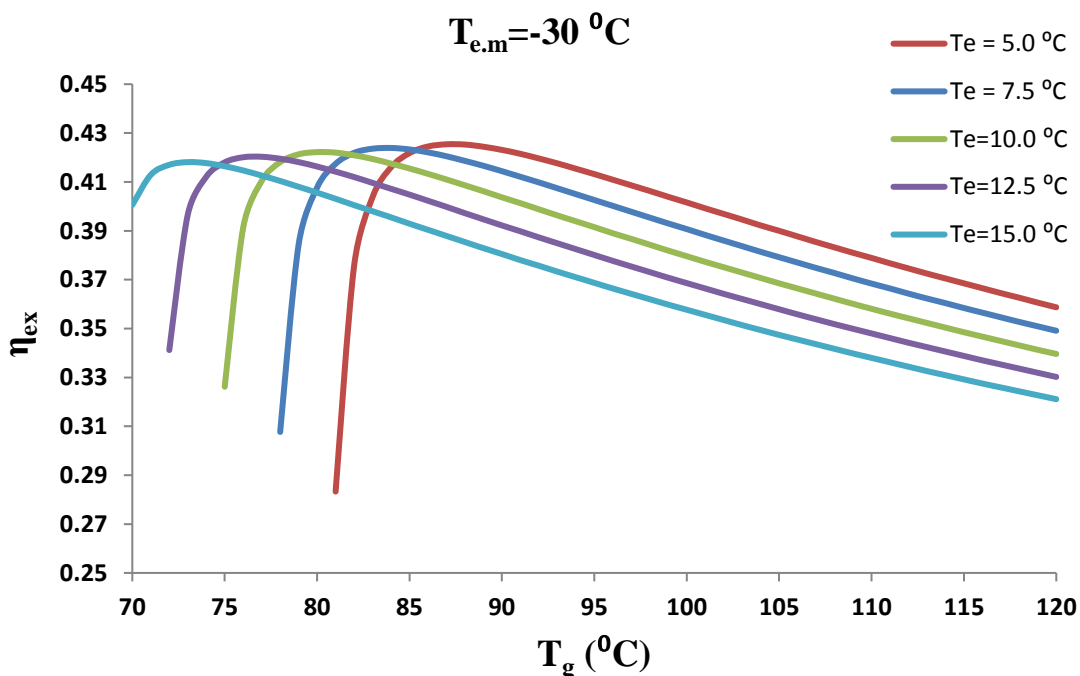
Διάγραμμα 5.30: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-40^{\circ}\text{C}$



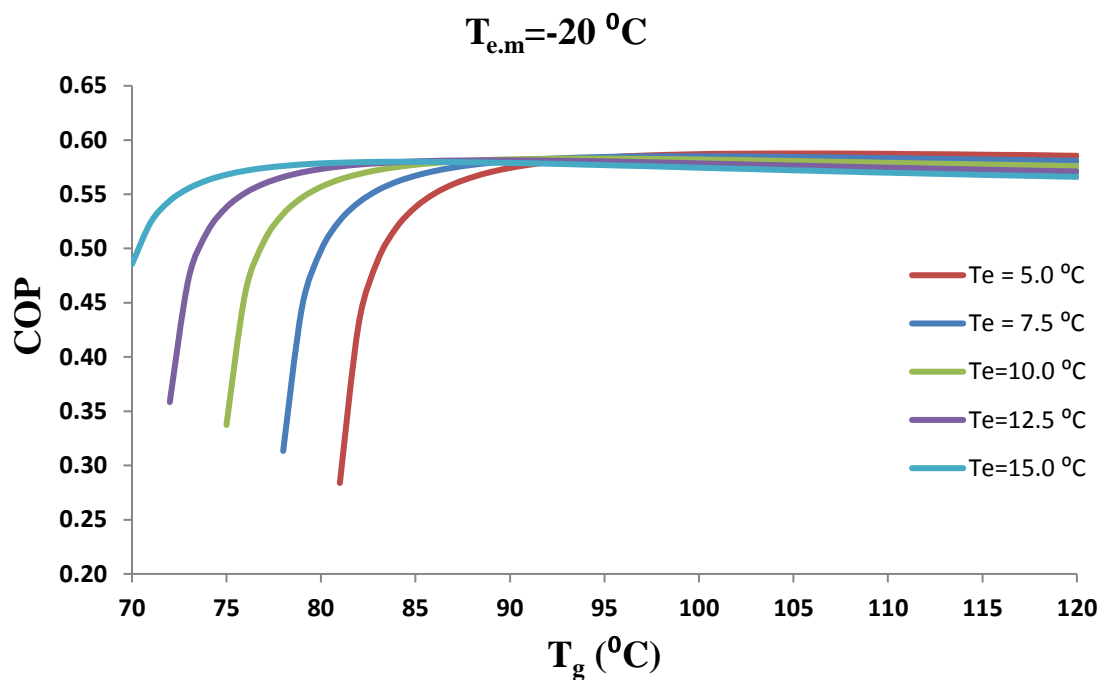
Διάγραμμα 5.31: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-40^{\circ}\text{C}$



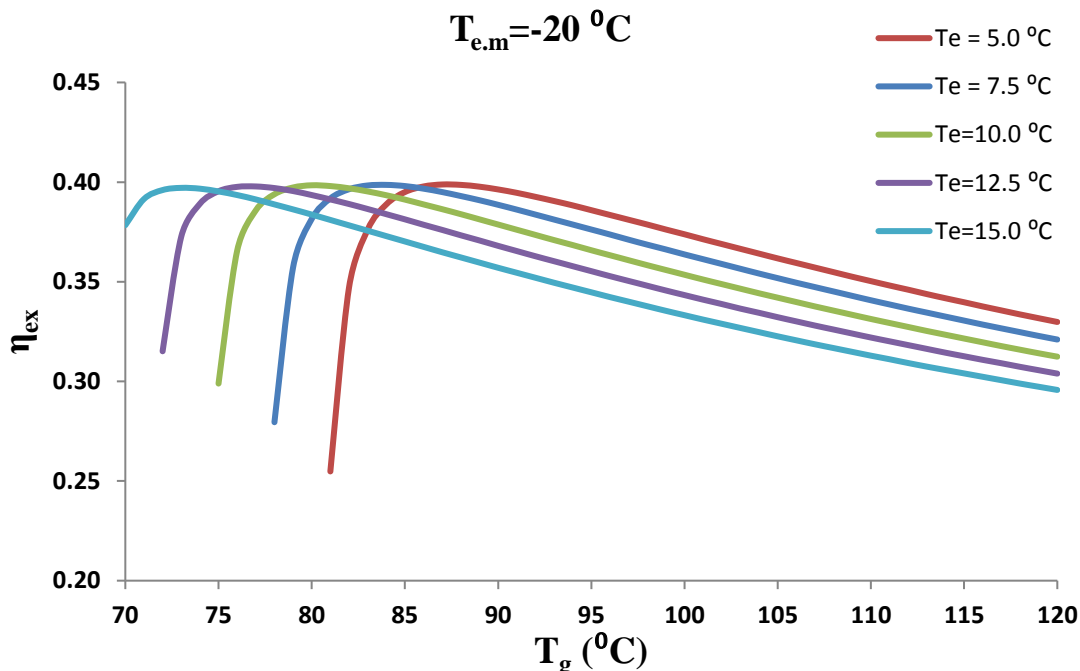
Διάγραμμα 5.32: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-30^{\circ}\text{C}$



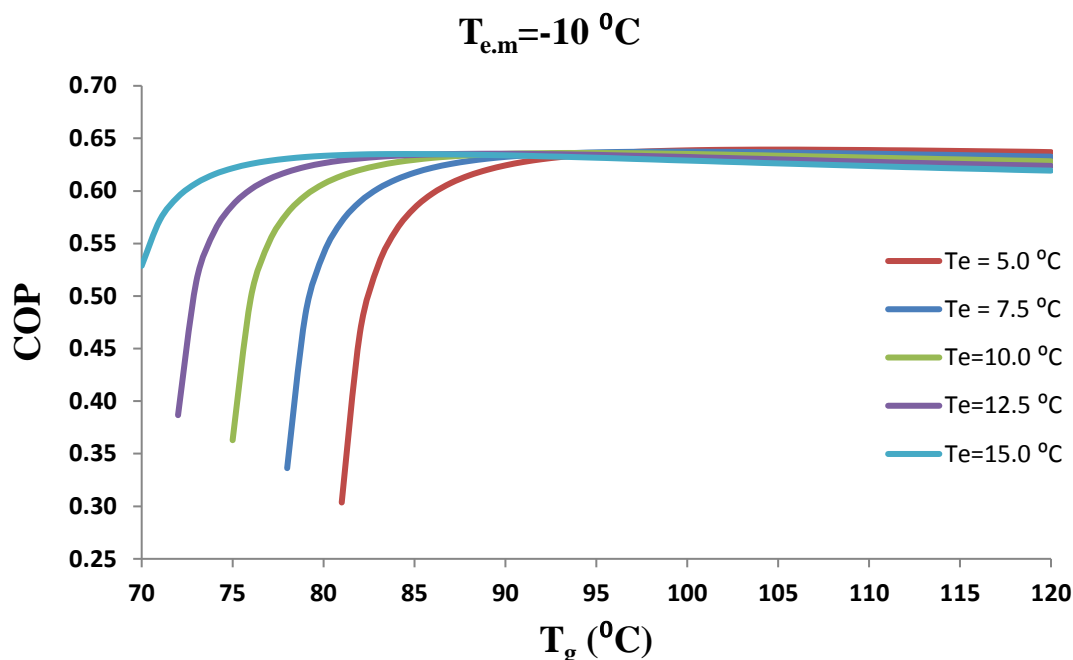
Διάγραμμα 5.33: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-30^{\circ}\text{C}$



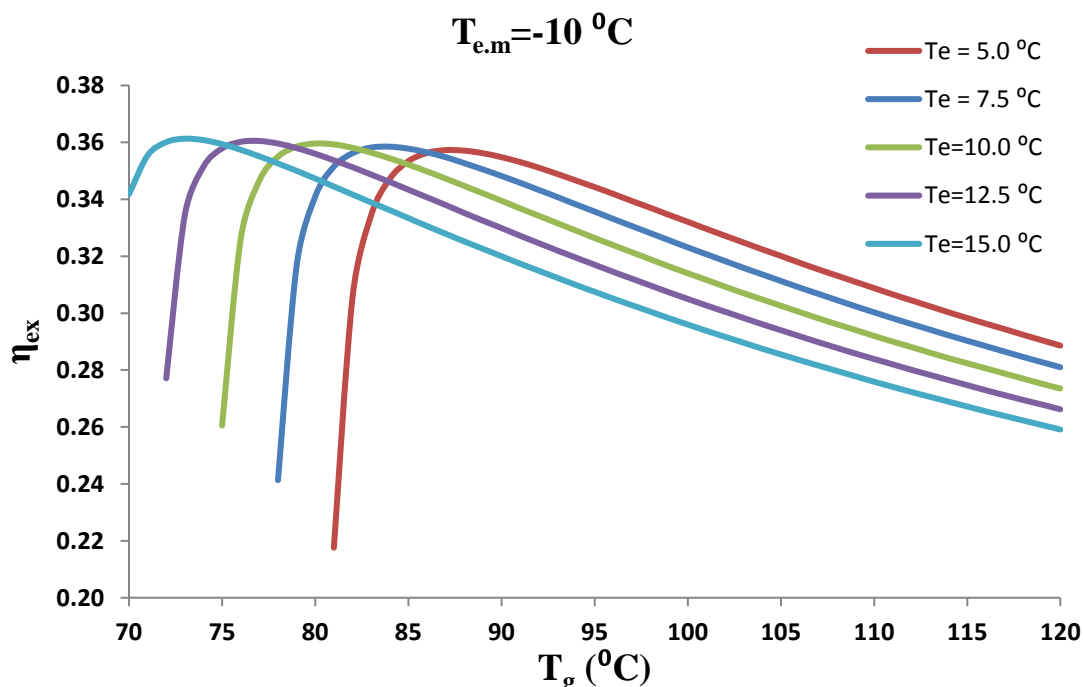
Διάγραμμα 5.34: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$



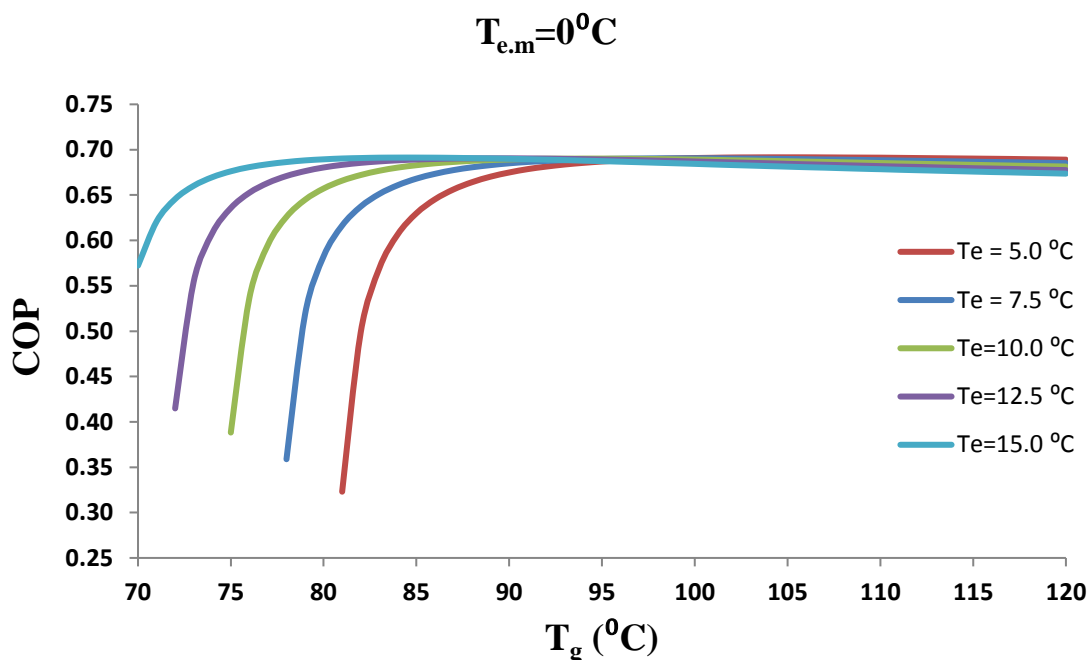
Διάγραμμα 5.35: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$



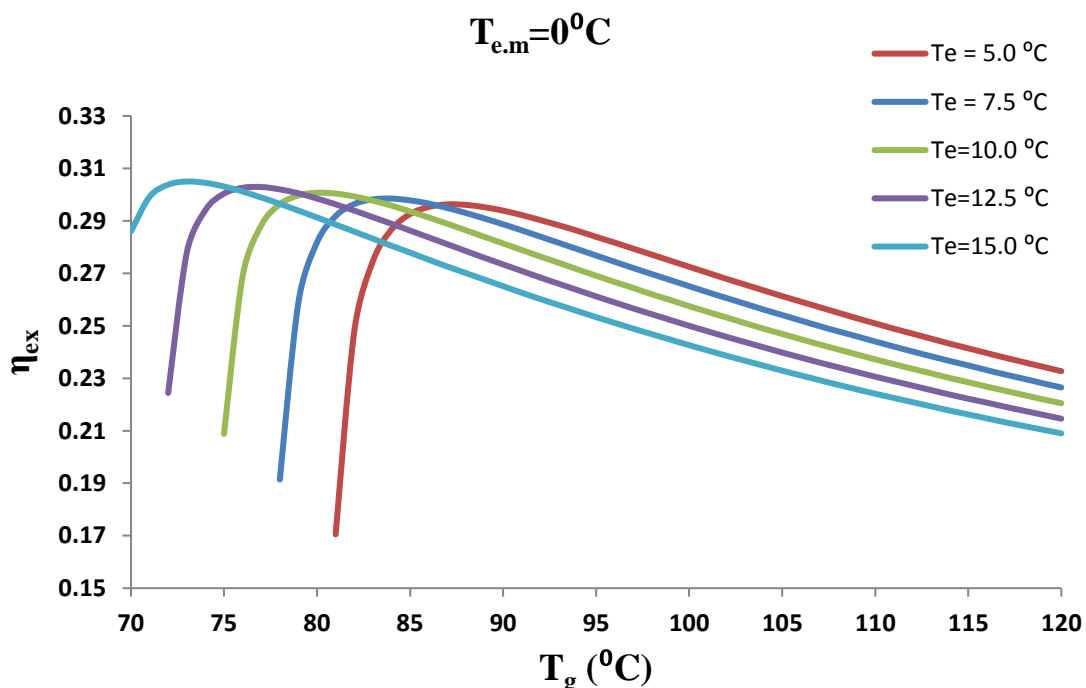
Διάγραμμα 5.36: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-10^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 5.37: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-10^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 5.38: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=0^{\circ}\text{C}$



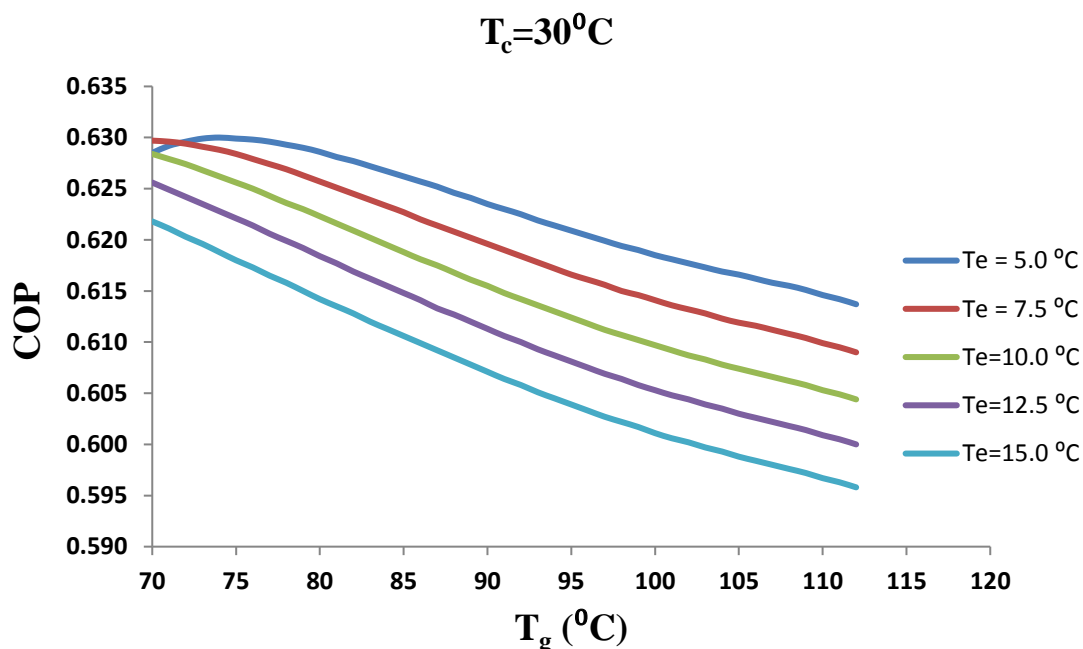
Διάγραμμα 5.39: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=0^{\circ}\text{C}$

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 5.30-5.39:

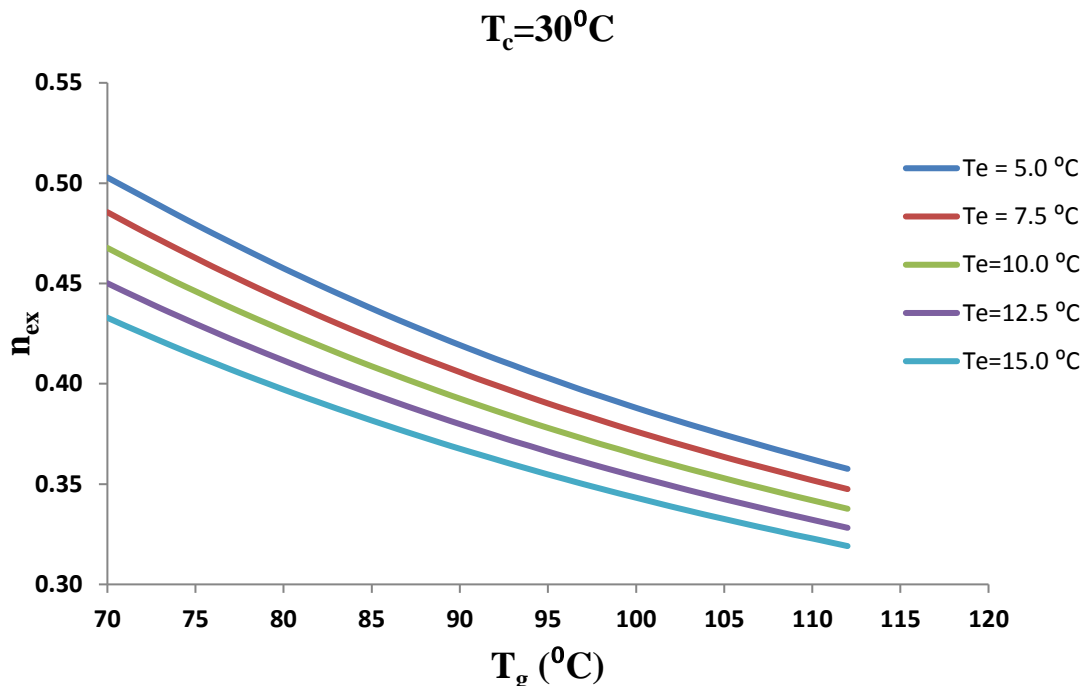
Προτού σχολιασθούν τα παραπάνω διαγράμματα είναι σημαντικό να τονιστεί ότι η εξέταση του cascade συστήματος ψύξης πραγματοποιήθηκε για θερμοκρασίες του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης από $T_c=30^{\circ}\text{C}$ έως 50°C . Λόγω της ομοιομορφίας των διαγραμμάτων των μεγεθών και των πανομοιότυπων συμπερασμάτων για το σύστημα ψύξης όπως προαναφέρθηκε και παραπάνω επιλέχθηκε να παρουσιαστεί η περίπτωση της $T_c=40^{\circ}\text{C}$.

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αναγεννητή ο συντελεστής συμπεριφοράς COP σταδιακά αρχίζει να αυξάνεται μέχρι μία μέγιστη τιμή του για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και έπειτα από αυτή σταθεροποιείται. Αξίζει να σημειωθεί ότι έπειτα από μία τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g ο COP είναι περίπου ίδιος για όλες τις θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης T_e . Όσον αφορά τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης παρατηρείται σταδιακή αύξηση του έως ότου μεγιστοποιείται για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και έπειτα από αυτή ελαττώνονται με παράλληλη αύξηση της T_g . Τέλος με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης διατηρώντας ταυτόχρονα σταθερή την θερμοκρασία του αναγεννητή παρατηρείται ελάττωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} του συστήματος.

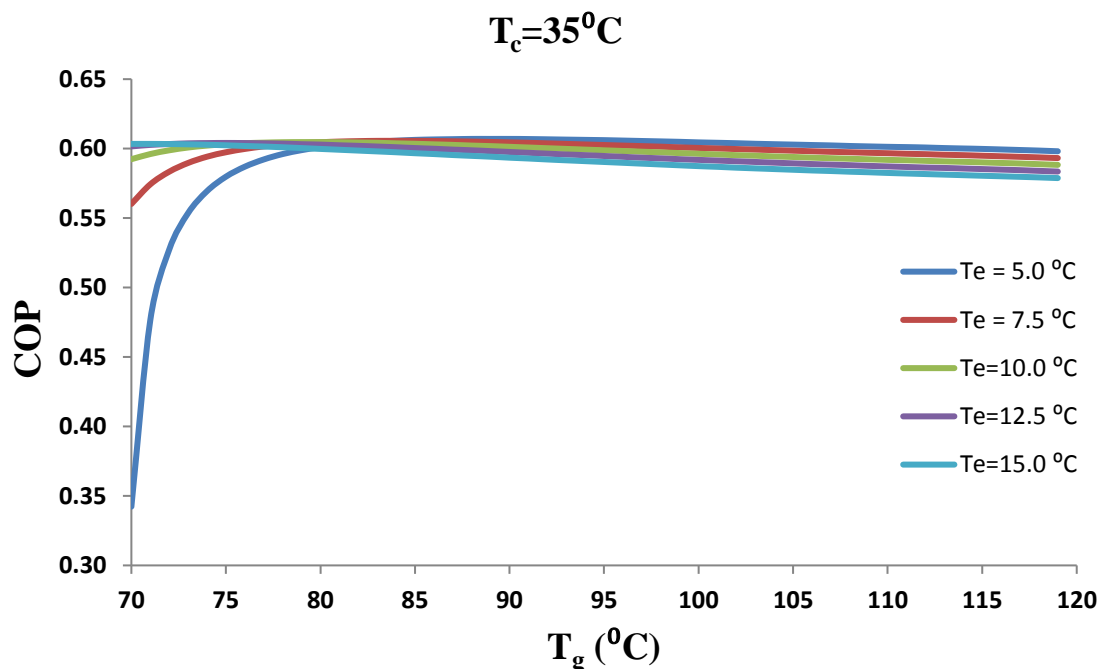
Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς COP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} του συστήματος της 2^{ης} περίπτωσης:



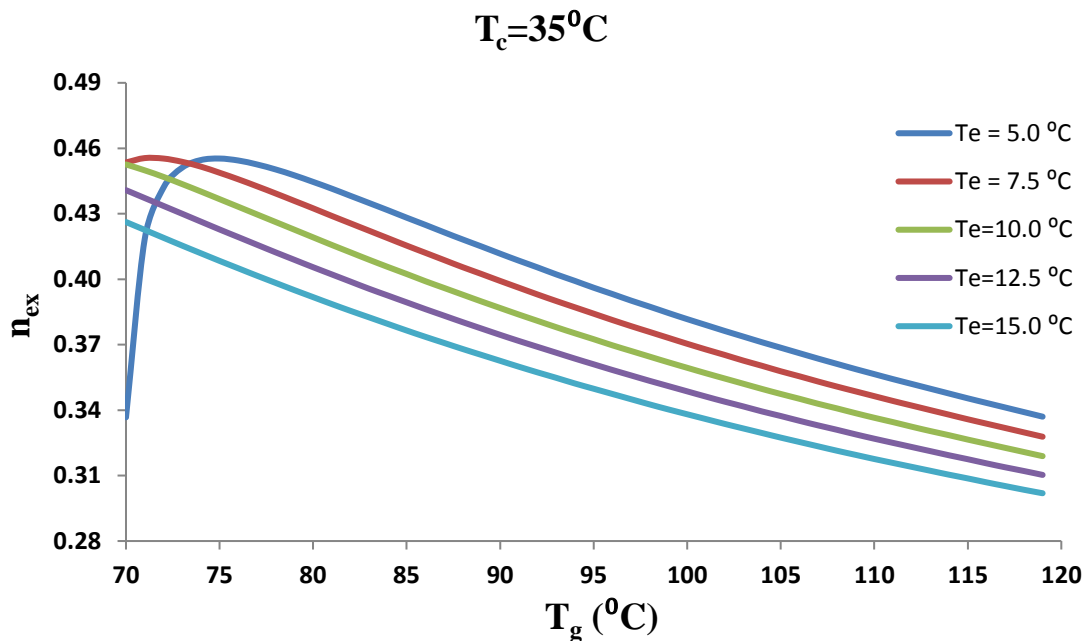
Διάγραμμα 5.40: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=30^{\circ}\text{C}$



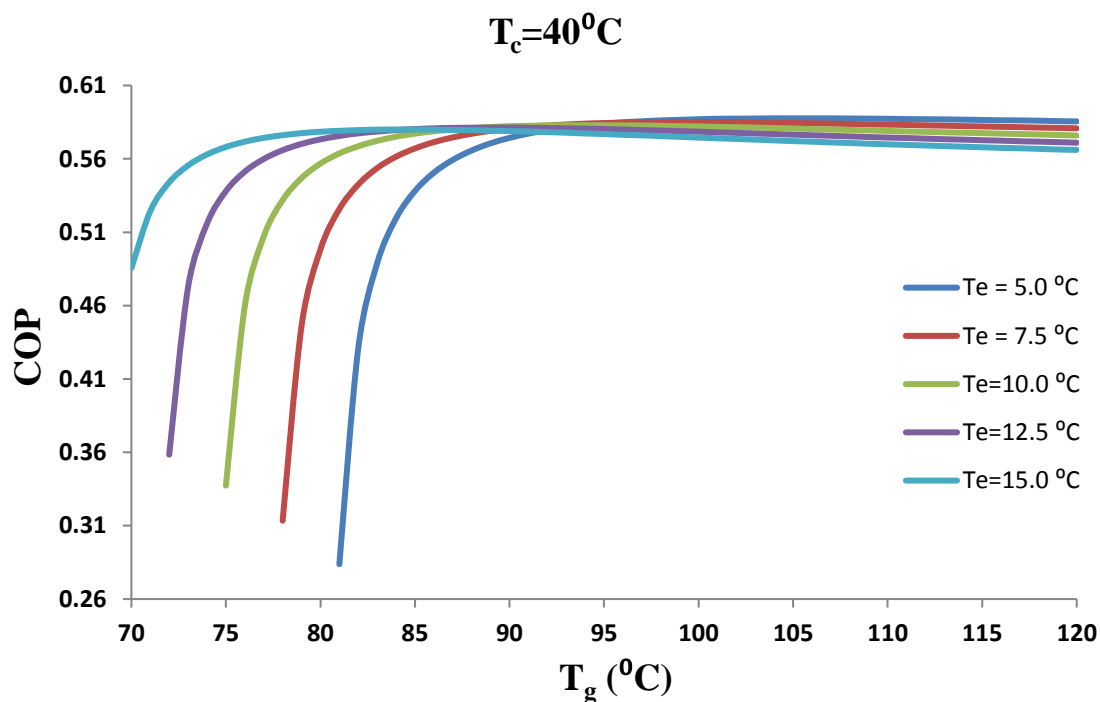
Διάγραμμα 5.41: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,n}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=30^{\circ}\text{C}$



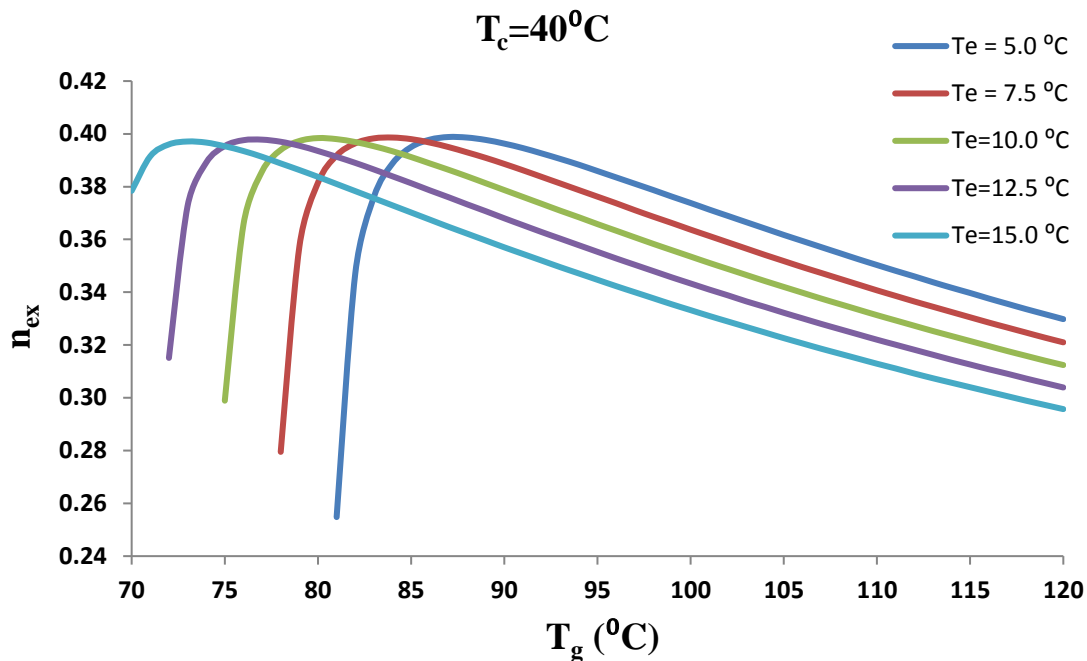
Διάγραμμα 5.42: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=35^{\circ}\text{C}$



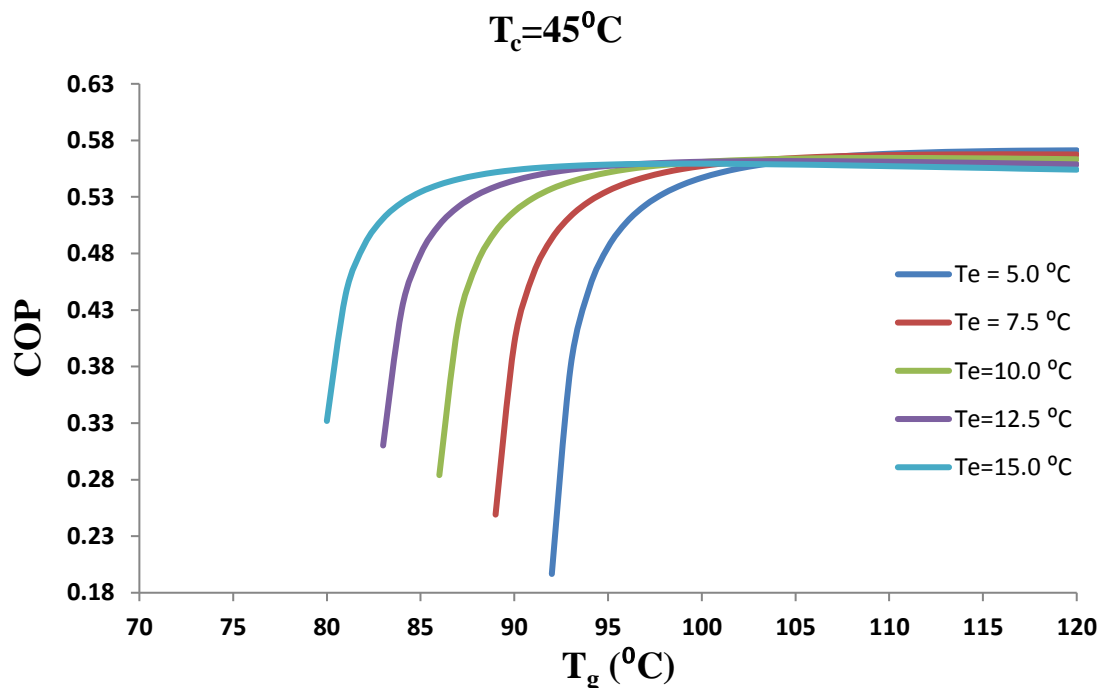
Διάγραμμα 5.43: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=35^{\circ}\text{C}$



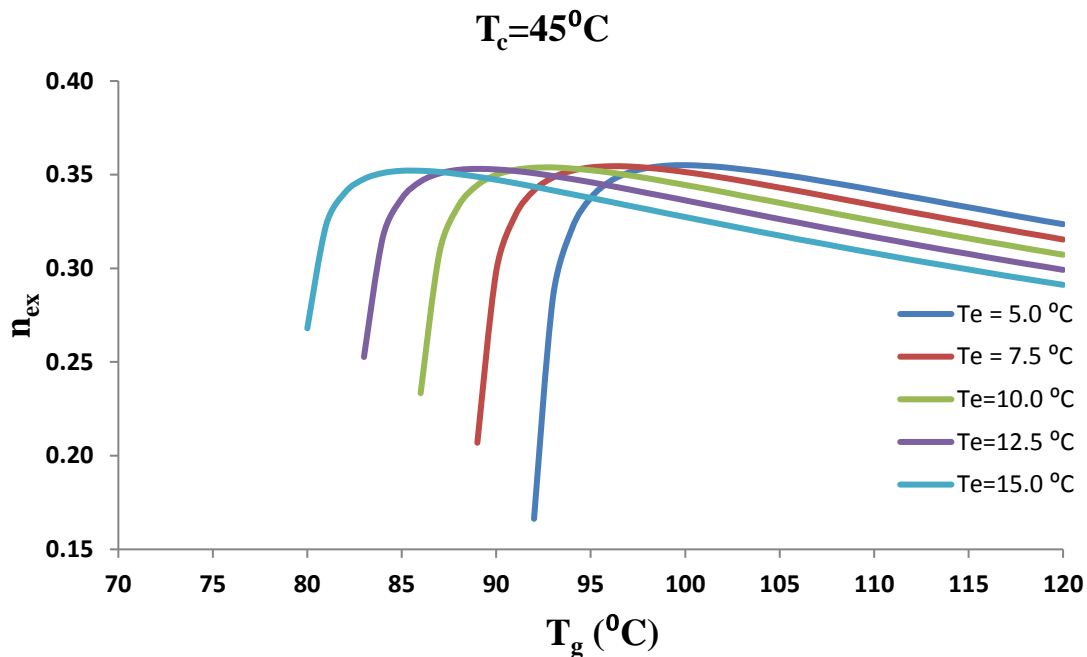
Διάγραμμα 5.44: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$



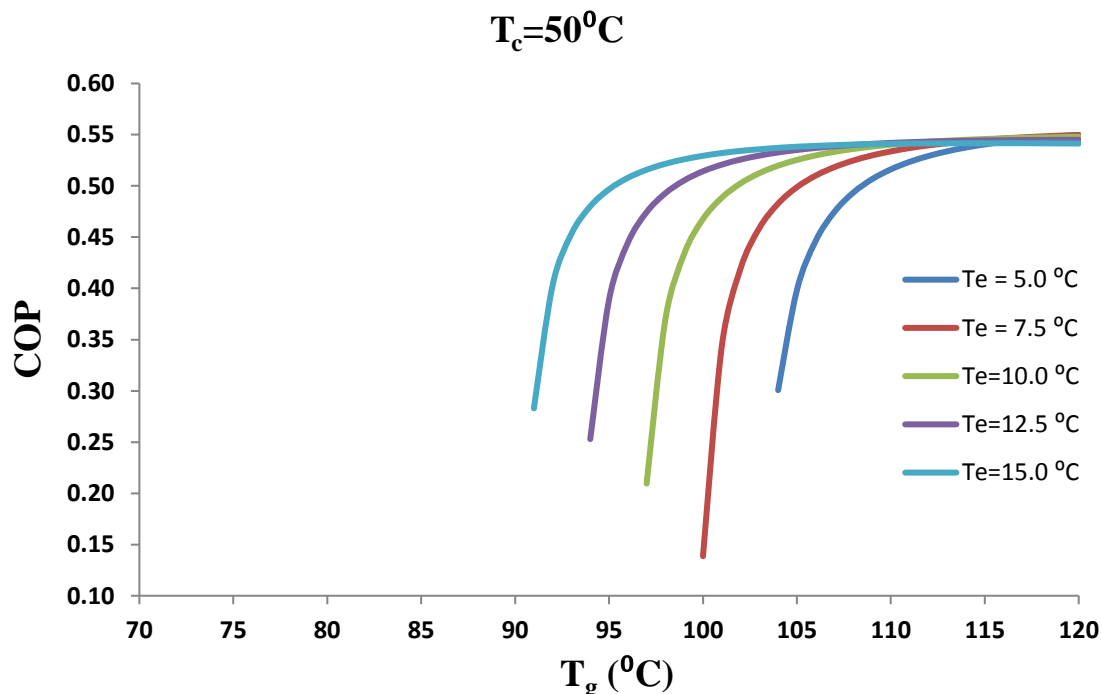
Διάγραμμα 5.45: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$



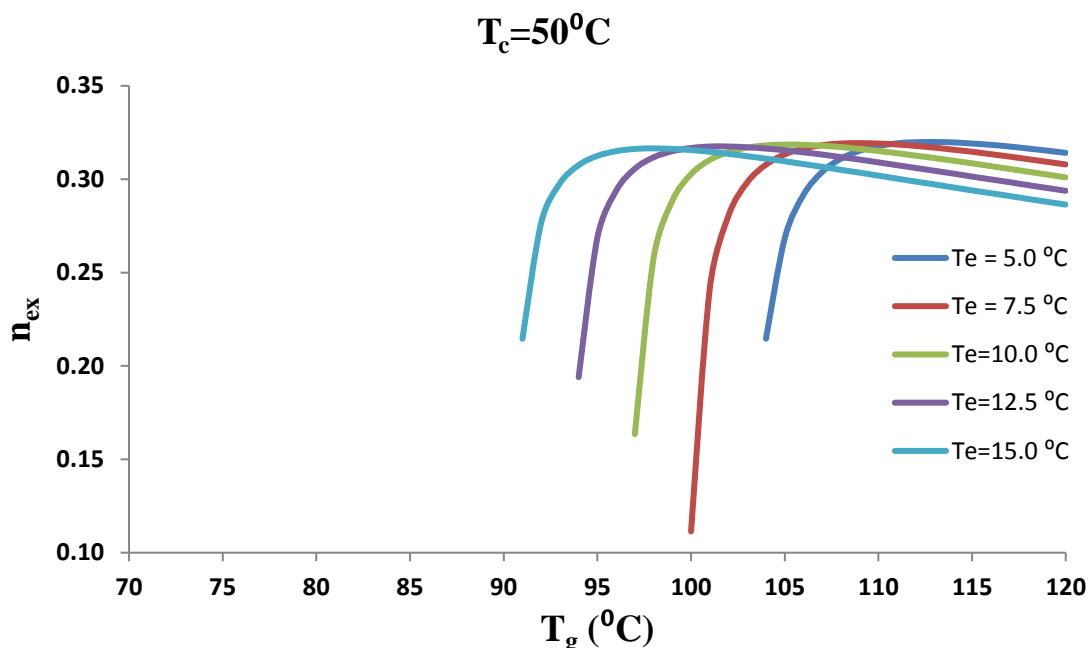
Διάγραμμα 5.46: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=45^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 5.47: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=45^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 5.48: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=50^{\circ}\text{C}$

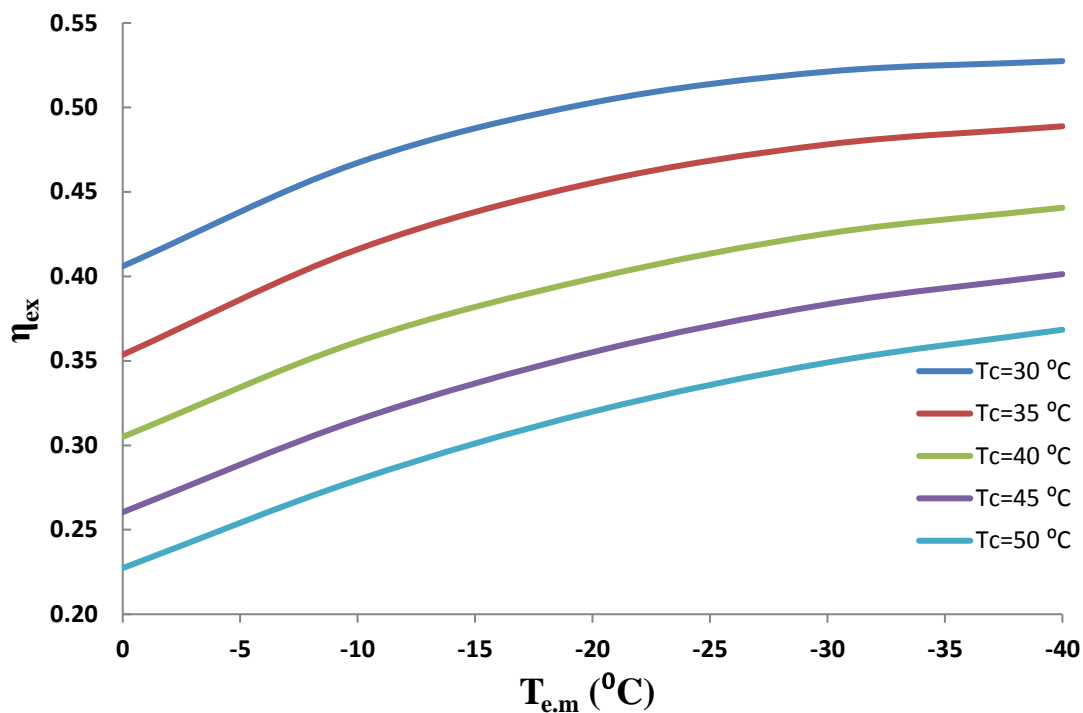


Διάγραμμα 5.49: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=50^{\circ}\text{C}$

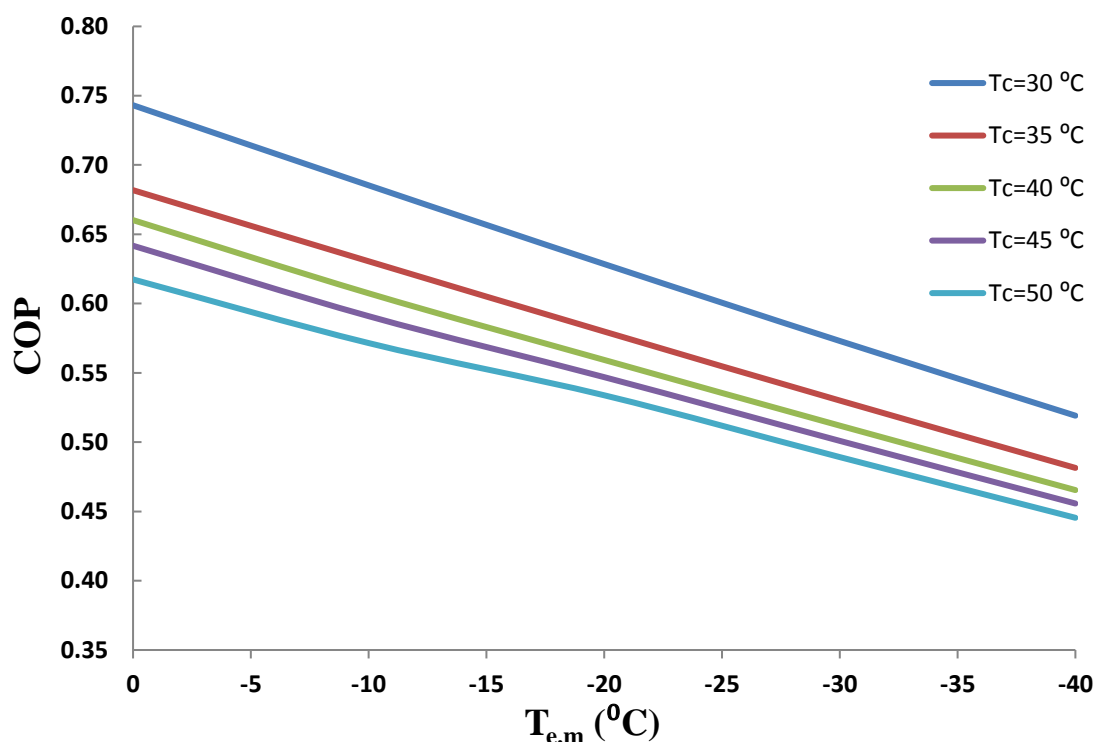
Σχολιασμός Διαγραμμάτων 5.40-5.49:

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αναγεννητή ο συντελεστής συμπεριφοράς COP σταδιακά αρχίζει να αυξάνεται μέχρι μία μέγιστη τιμή του για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και έπειτα από αυτή σταθεροποιείται. Αξίζει να σημειωθεί ότι έπειτα από μία τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g ο COP είναι περίπου ίδιος για όλες τις θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης T_e . Όσον αφορά τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης παρατηρείται σταδιακή αύξηση του έως ότου μεγιστοποιείται για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και έπειτα από αυτή ελαττώνονται με παράλληλη αύξηση της T_g . Τέλος με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης διατηρώντας ταυτόχρονα σταθερή την θερμοκρασία του αναγεννητή παρατηρείται ελάττωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} του συστήματος.

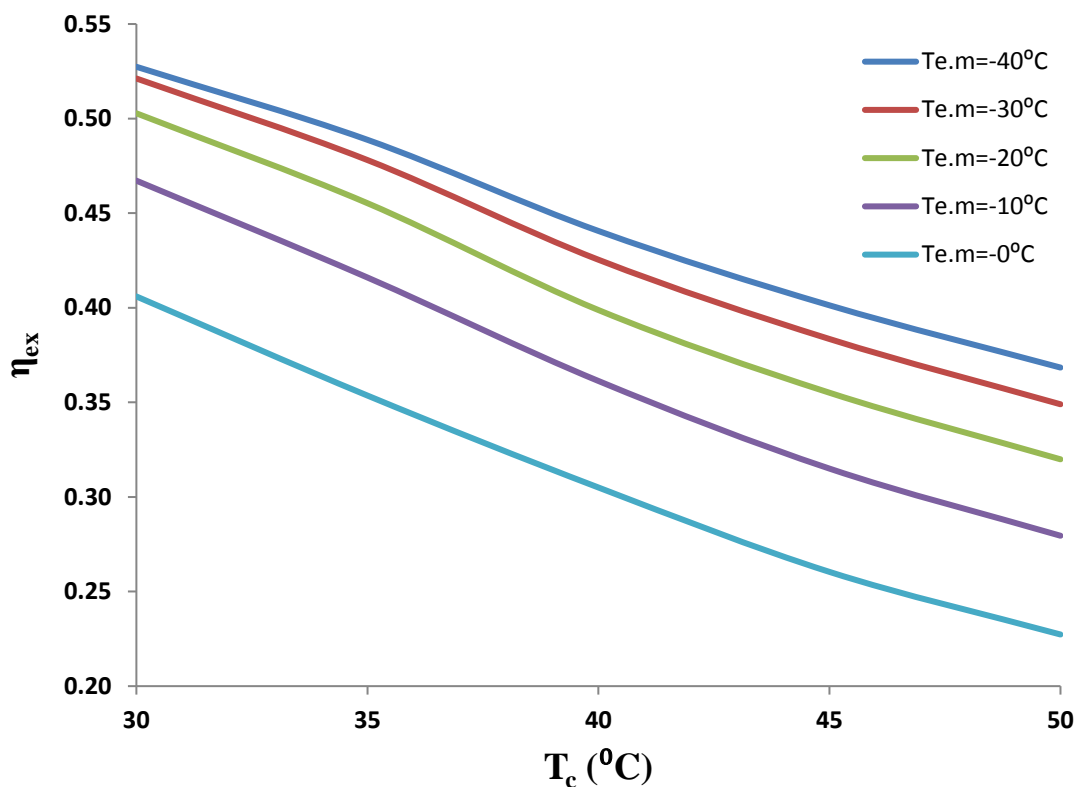
Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα του COP και του η_{ex} του cascade συστήματος τα οποία προέκυψαν με κριτήριο την βελτιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας.



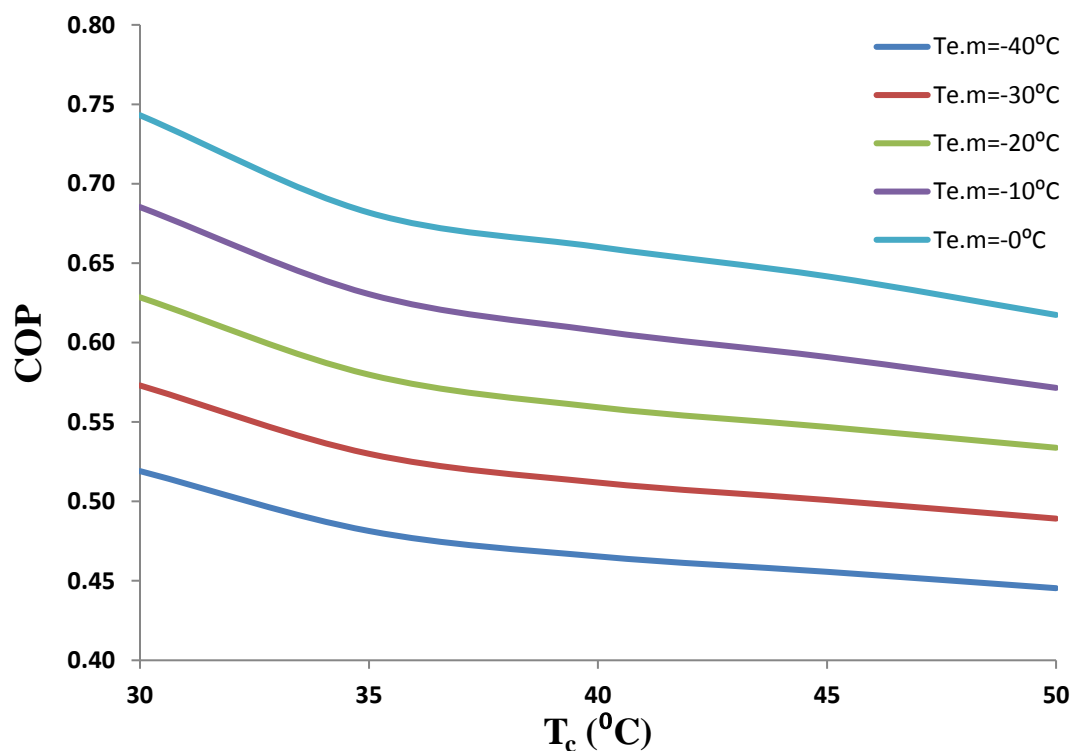
Διάγραμμα 5.50: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του βέλτιστου συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



Διάγραμμα 5.51: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του βέλτιστου συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



Διάγραμμα 5.52: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του βέλτιστου συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 5.53: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του βέλτιστου συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης

Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 5.50-5.53:

Από τα παραπάνω διαγράμματα αξίζει να τονιστεί ότι:

- Διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης όσο αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ψύξης μειώνεται ενώ αντίθετα ο συντελεστής συμπεριφοράς αυξάνεται.
- Διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης διαπιστώνεται ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης τόσο ο συντελεστής συμπεριφοράς όσο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μειώνονται.
- Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η επίδραση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή είναι πιο έντονη στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης από ότι στον συντελεστή συμπεριφοράς

Γενική Παρατήρηση:

Σε αυτό το σημείο είναι σημαντικό να επεξηγηθεί η μορφή του διαγράμματος του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} τόσο του ψύκτη απορρόφησης όσο και του cascade συστήματος ψύξης. Η ανάλυση που παρατίθεται παρακάτω αφορά τον εξεργειακό βαθμό του cascade συστήματος η οποία είναι όμοια με αυτή του ψύκτη απορρόφησης.

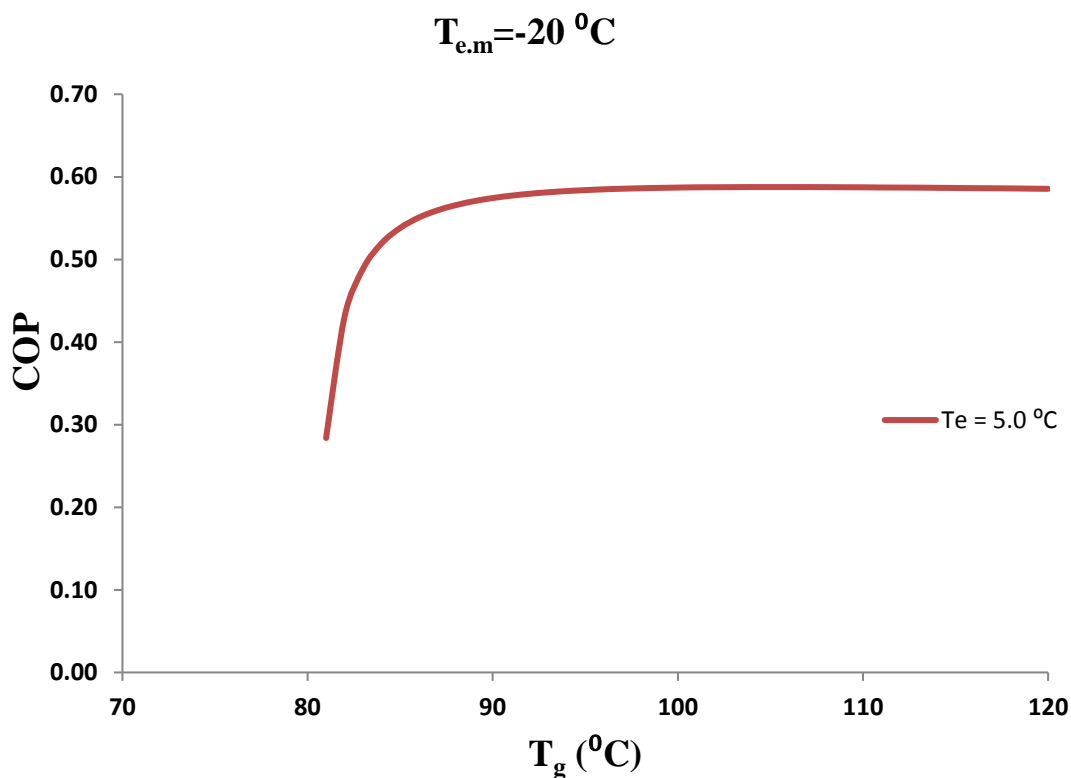
Για το συνολικό σύστημα ψύξης ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} δίνεται από τον τύπο:

$$\eta_{ex} = \frac{-Q_{e,m} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_{e,m}}\right)}{Q_g \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_g}\right)} = COP \cdot \frac{\left(\frac{T_{am}}{T_{e,m}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_{am}}{T_g}\right)} \quad (5.3)$$

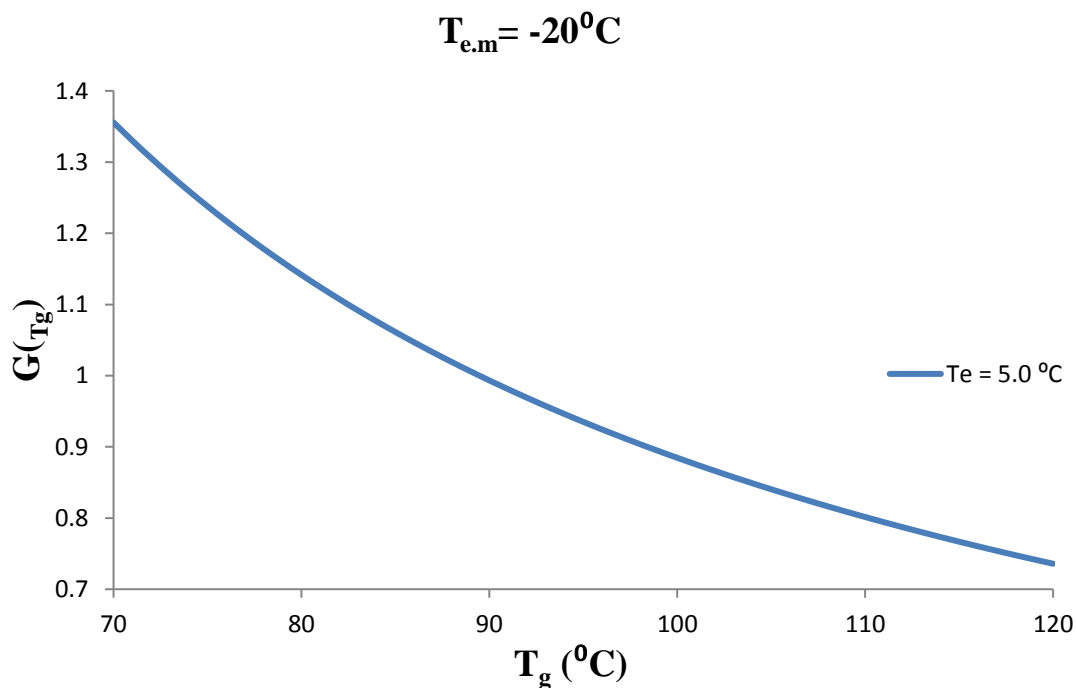
Δηλαδή όπως διαπιστώνεται από τον παραπάνω τύπο ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι γινόμενο της συνάρτησης του συντελεστού συμπεριφοράς COP και συνάρτησης

$$\frac{\left(\frac{T_{am}}{T_{e,m}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_{am}}{T_g}\right)} = Y_{(T_g)} \quad (5.4)$$

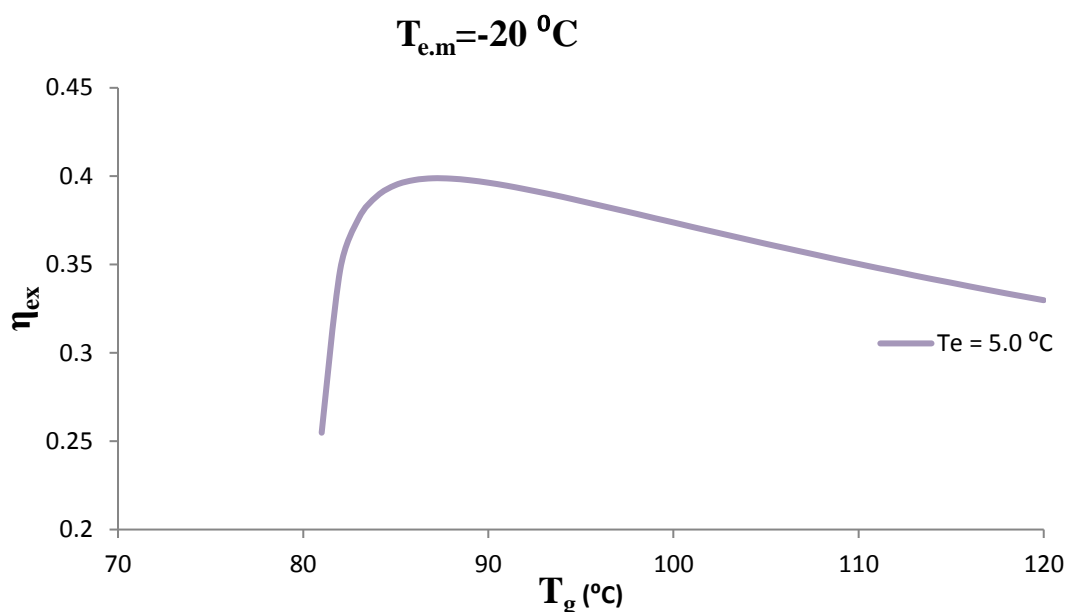
Έτσι επιλέχθηκε να παρουσιαστεί παρακάτω η περίπτωση όπου $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$ και $T_e=5^\circ\text{C}$ και χαράχθηκαν τα διαγράμματα του συντελεστού συμπεριφοράς COP της συνάρτησης $Y_{(T_g)}$ και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} του συστήματος



Διάγραμμα 5.54: Συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης για την περίπτωση όπου $T_c=40^{\circ}\text{C}$, $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και $T_e=5^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 5.55: Συνάρτηση $Y(T_g)$ του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης για την περίπτωση όπου $T_c=40^{\circ}\text{C}$, $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και $T_e=5^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 5.56: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης η_{ex} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης για την περίπτωση όπου $T_c=40^{\circ}\text{C}$, $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και $T_e=5^{\circ}\text{C}$

Παρατηρείται ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς αυξάνεται μέχρι μία μέγιστη τιμή και έπειτα από αυτή σταθεροποιείται. Αντίθετα η συνάρτηση $G_{(T_g)}$ μειώνεται συνεχώς. Η διαφορά αυτή στη μορφή των δύο διαγραμμάτων εξηγεί την ύπαρξη μεγίστου στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Πιο συγκεκριμένα, για μικρές θερμοκρασίες αναγεννητή το COP αυξάνει με μεγάλο ρυθμό ενώ η συνάρτηση $G_{(T_g)}$ μειώνεται με σχετικά μικρό ρυθμό. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μορφή της καμπύλης που σχηματίζεται στο διάγραμμα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης (αφού είναι το γινόμενο τους). Για μεγάλες θερμοκρασίες αναγεννητή το COP είναι περίπου σταθερό ενώ η συνάρτηση $G_{(T_g)}$ μειώνεται. Έτσι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μειώνεται.

Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

6.1 Γενικά περί αποτελεσμάτων

Στο κεφάλαιο αυτό της παρούσας διπλωματικής εργασίας αρχικά θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν μετά από παραμετρική ανάλυση του cascade συστήματος ψύξης και του συστήματος ηλιακών συλλεκτών για διάφορες συνθήκες λειτουργίας σε steady state, με την βοήθεια του προγράμματος EES (Engineering Equation Solver). Στη συνέχεια ακολουθούν τα αποτελέσματα της ημερήσιας και ετήσιας δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος ενώ τέλος παρατίθενται τα αποτελέσματα της οικονομικής αξιολόγησης του συνολικού συστήματος ψύξης για τις θερμοκρασιακές συνθήκες καθενός από τα βέλτιστα σημεία που προέκυψαν από τη δυναμική προσομοίωση.

6.2 Cascade σύστημα ψύξης-σύστημα ηλιακών συλλεκτών σε steady state

Όπως προαναφέρθηκε και στο βήμα 5^ο του υποκεφαλαίου 4.10 του προηγούμενου κεφαλαίου της παρούσας διπλωματικής εργασίας πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση του συνολικού συστήματος ψύξης για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Το συγκεκριμένο υποκεφάλαιο περιλαμβάνει τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς SCOP του συστήματος (cascade σύστημα-σύστημα ηλιακών συλλεκτών) και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ για δύο επιλεγμένες περιπτώσεις λειτουργίας καθότι και σε όλες τις υπόλοιπες περιπτώσεις που εξετάστηκαν η μορφή των διαγραμμάτων και τα συμπεράσματα που προέκυψαν ήταν πανομοιότυπα. Επίσης ύστερα από την εξέταση των διάφορων περιπτώσεων λειτουργίας με κριτήριο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος για κάθε περίπτωση λειτουργίας προέκυψαν οι βέλτιστες θερμοκρασίες εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ (συνεπώς και του αναγεννητή $T_{g,opt}$) και του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης $T_{e,opt}$ για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας. Στη συνέχεια χαράχτηκαν τα αντίστοιχα διαγράμματα του SCOP και του $\eta_{ex,system}$ των βέλτιστων θερμοκρασιακών τιμών συναρτήσει των θερμοκρασιακών πεδίων του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες τιμές της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας $G_T=500 \div 1000 \text{ W/m}^2$, τα οποία και παρουσιάζονται παρακάτω.

Για την θερμοκρασία εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης του συστήματος σε steady state έγινε η παραδοχή ότι είναι 10°C μεγαλύτερη από την αντίστοιχη θερμοκρασία του αναγεννητή [6.1] δηλαδή θα ισχύει:

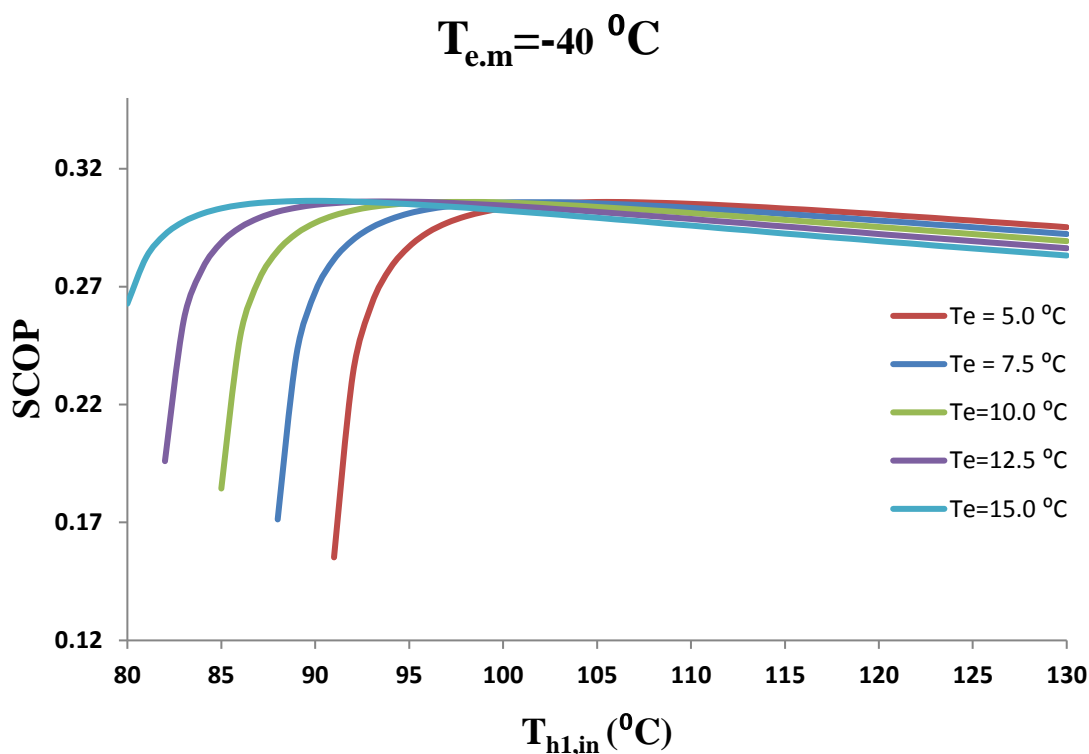
$$T_{h,in} = T_g + 10 \quad (6.1)$$

Πιο συγκεκριμένα οι παρουσιαζόμενες περιπτώσεις συνθηκών λειτουργίας είναι:

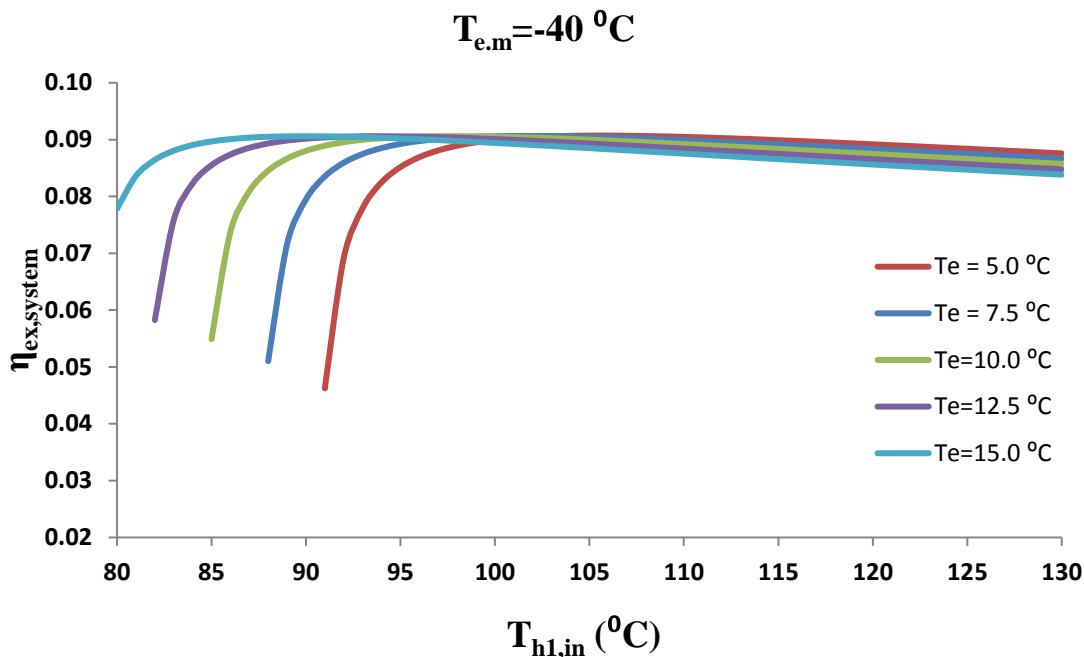
- Παρουσιάζεται η περίπτωση λειτουργίας του συστήματος ψύξης όπου η θερμοκρασία του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης ισούται με $T_c=40^\circ\text{C}$, η θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης κυμαίνεται μεταξύ $T_{e,m}=-40^\circ\text{C}$ έως 0°C και η θερμοκρασία του ατμοποιητή του απορρόφησης κυμαίνεται μεταξύ $T_e=5^\circ\text{C}$ έως 15°C . Η εξέταση της περίπτωσης αυτής πραγματοποιήθηκε για διάφορες θερμοκρασίες εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$
- Παρουσιάζεται η περίπτωση λειτουργίας του συστήματος ψύξης όπου η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ισούται με $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$, η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης κυμαίνεται μεταξύ $T_c=30^\circ\text{C}$ έως 50°C και η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης κυμαίνεται μεταξύ $T_e=5^\circ\text{C}$ έως 15°C . Ομοίως η εξέταση και αυτής της περίπτωσης αυτής πραγματοποιήθηκε για διάφορες θερμοκρασίες εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$

1^η Περίπτωση:

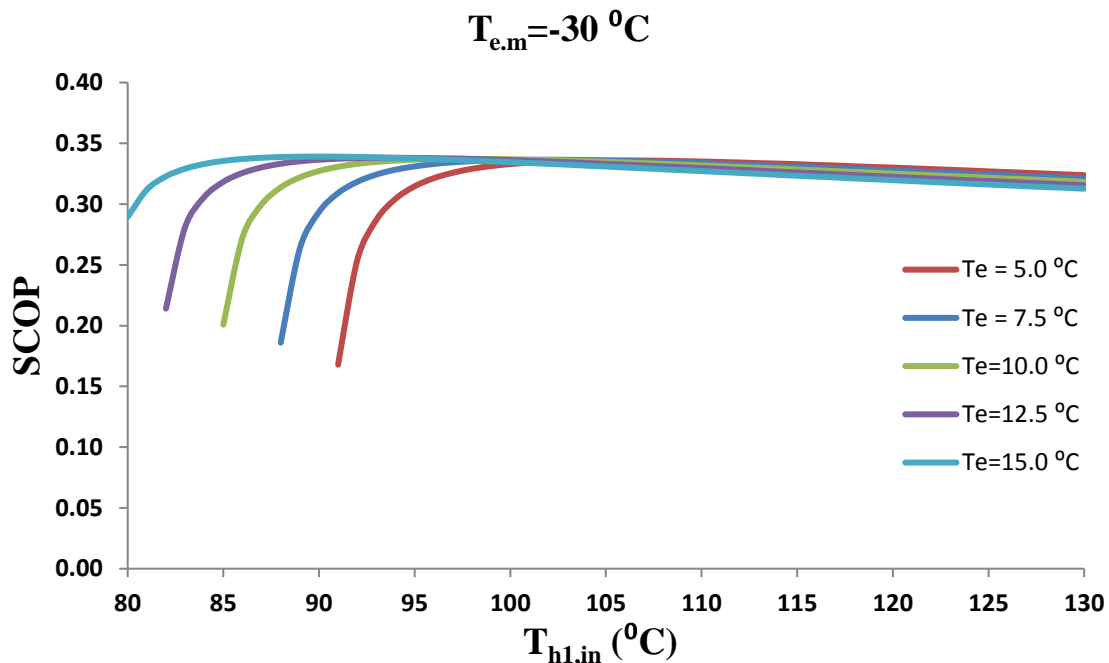
Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς SCOP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος της 1^{ης} περίπτωσης:



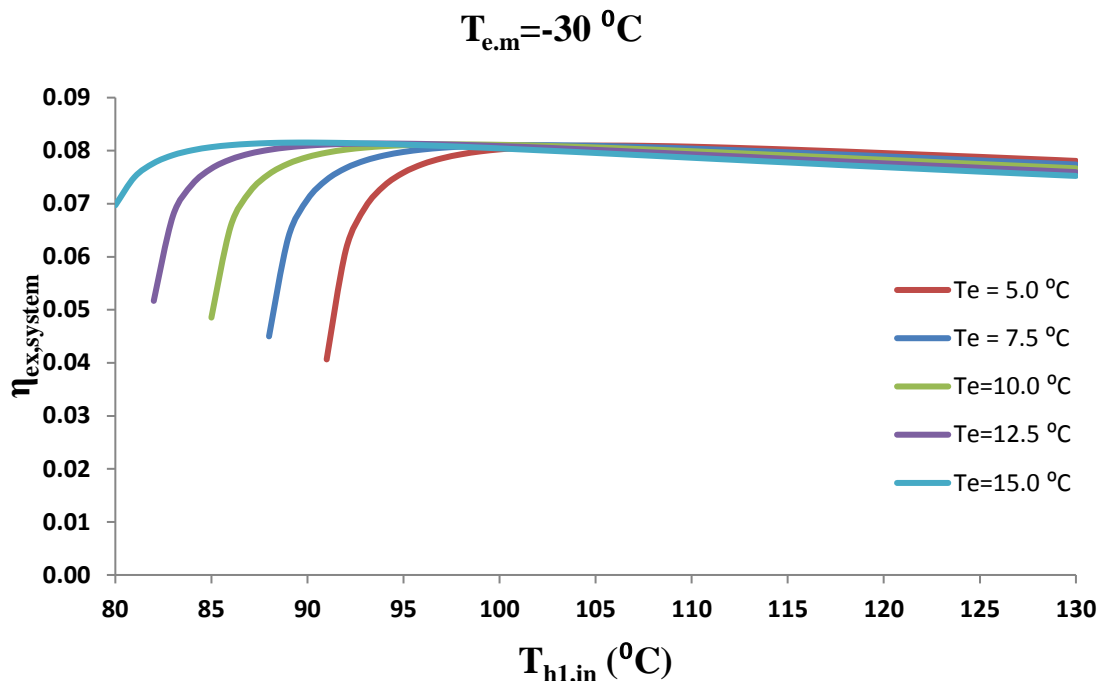
Διάγραμμα 6.1: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-40^\circ\text{C}$



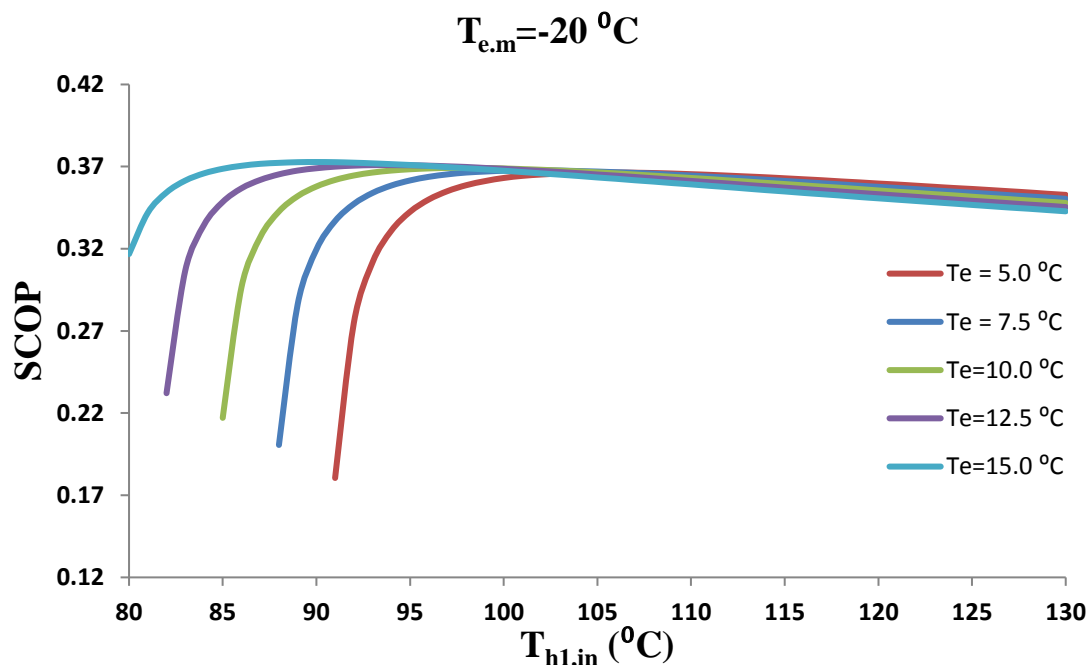
Διάγραμμα 6.2: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-40^{\circ}\text{C}$



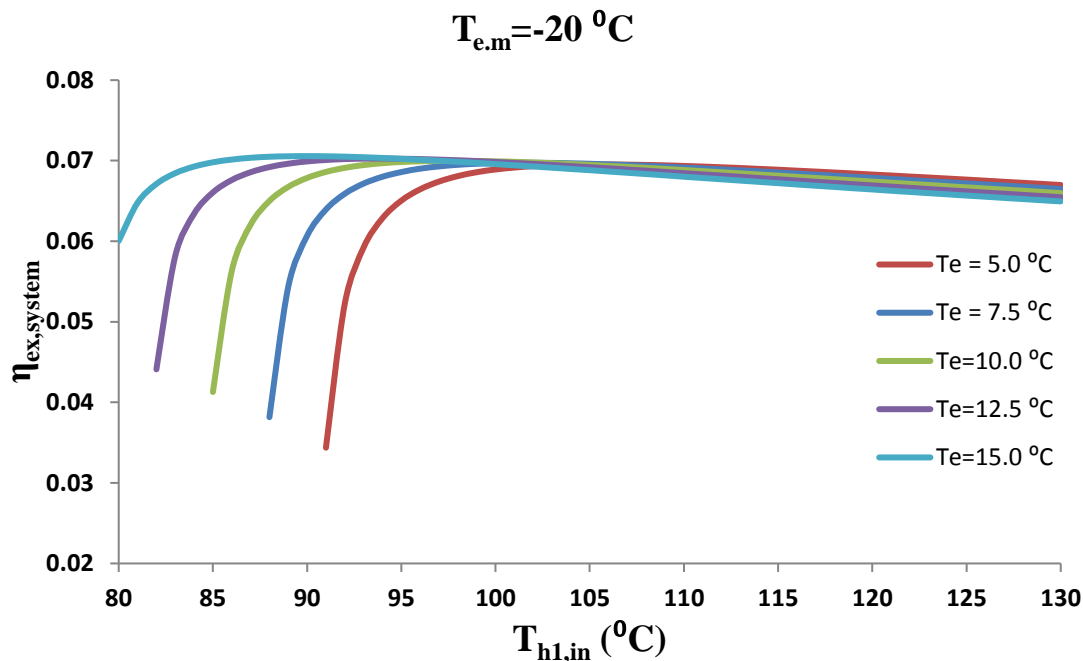
Διάγραμμα 6.3: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-30^{\circ}\text{C}$



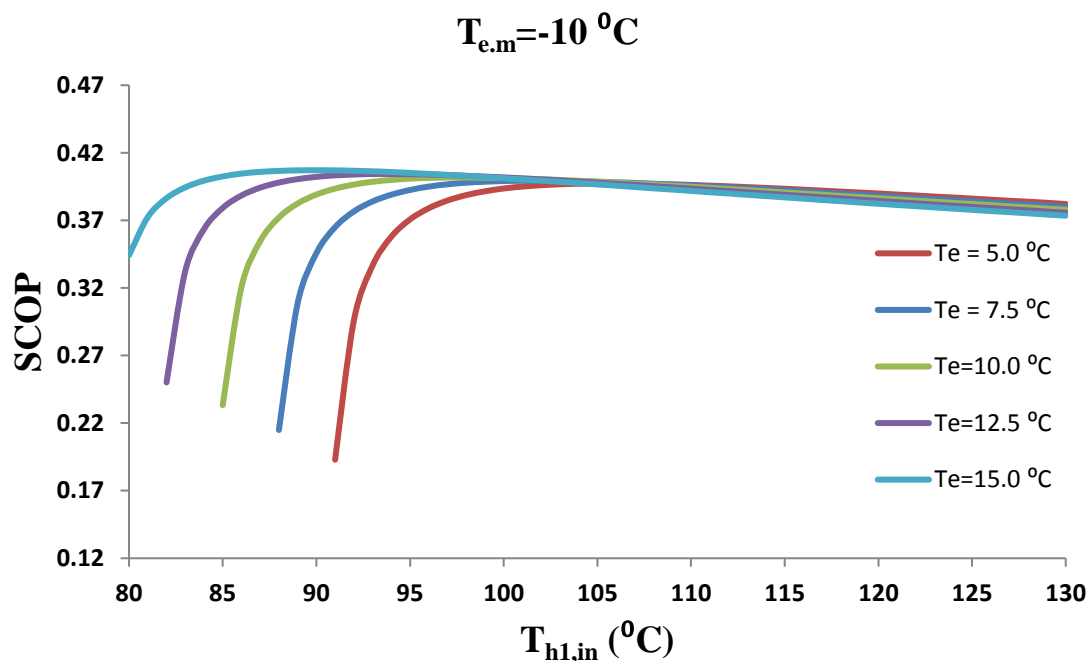
Διάγραμμα 6.4: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-30^{\circ}\text{C}$



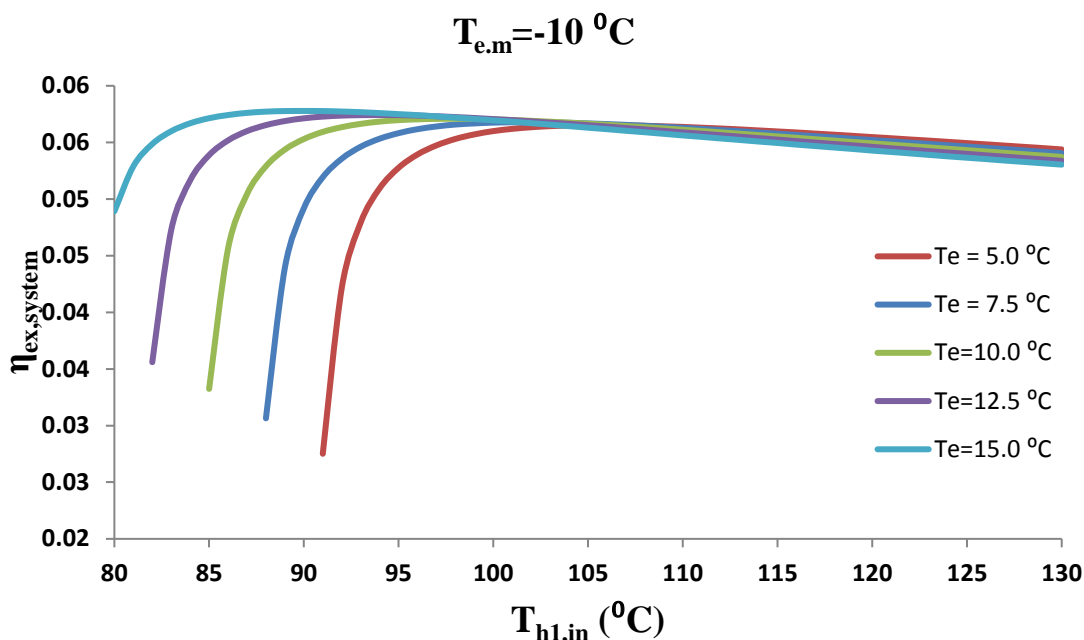
Διάγραμμα 6.5: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$



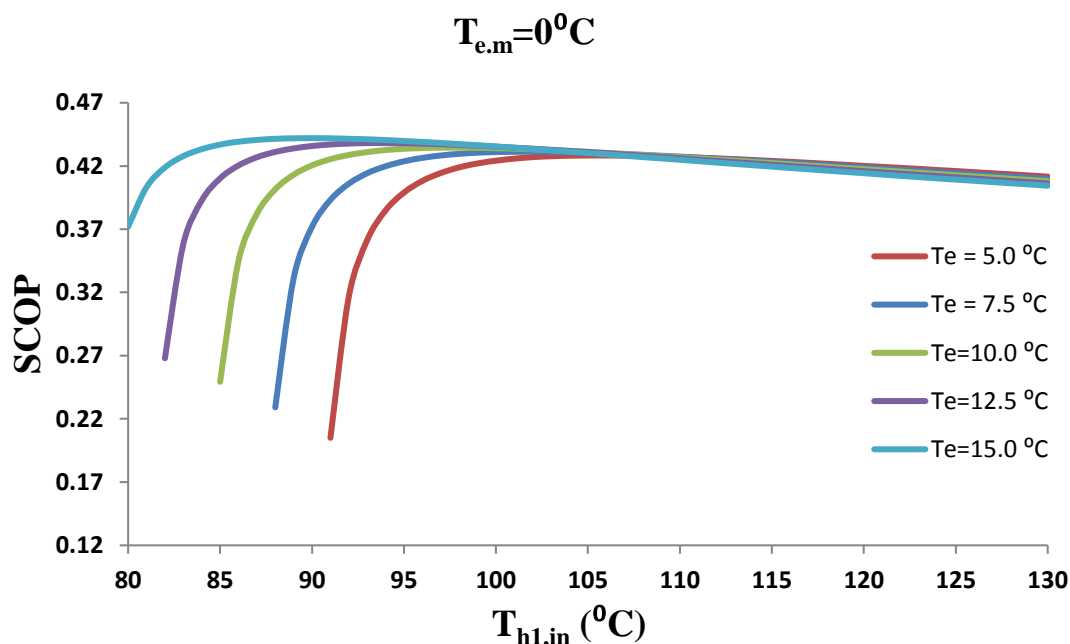
Διάγραμμα 6.6: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$



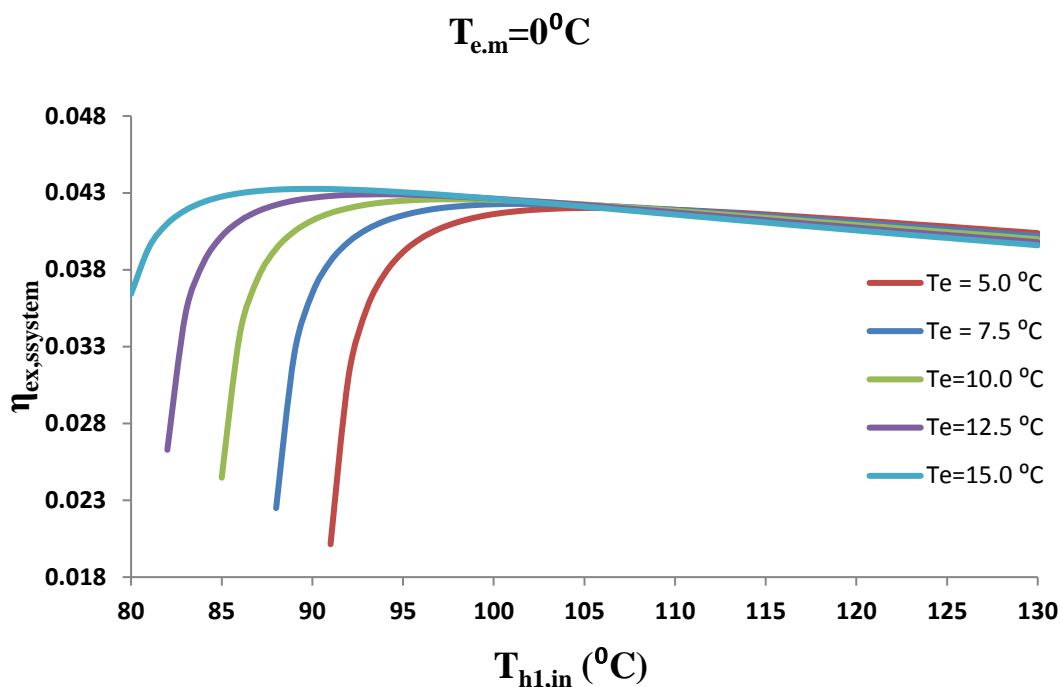
Διάγραμμα 6.7: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-10^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 6.8: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-10\text{ }^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 6.9: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 6.10: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=0^{\circ}\text{C}$

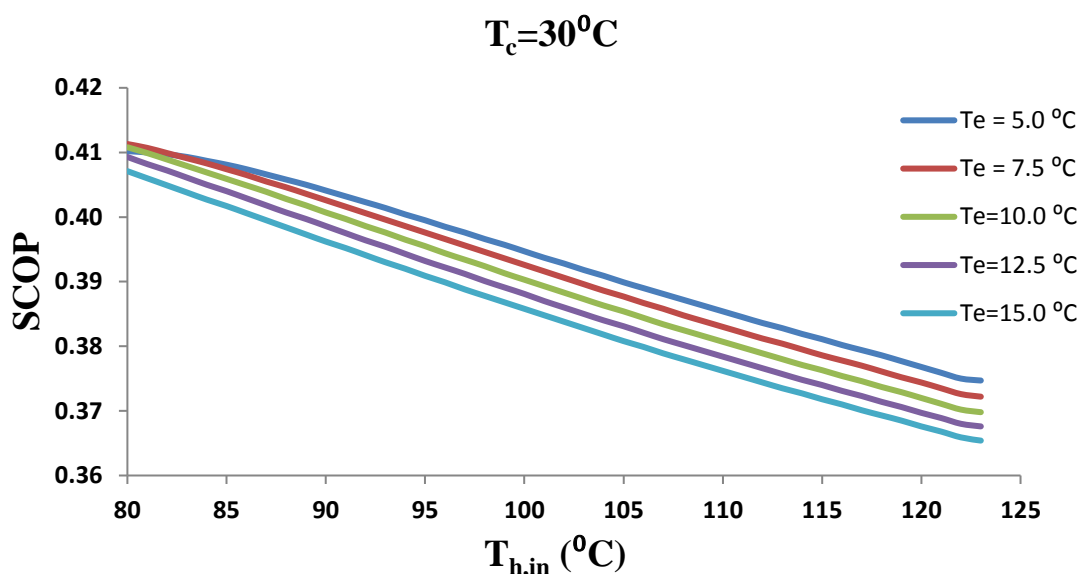
Σχολιασμός Διαγραμμμάτων 6.1-6.10:

Προτού σχολιασθούν τα παραπάνω διαγράμματα είναι σημαντικό να τονιστεί ότι η εξέταση του συνολικού συστήματος ψύξης πραγματοποιήθηκε για θερμοκρασίες του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης από $T_c=30^{\circ}\text{C}$ έως 50°C . Λόγω της ομοιομορφίας των διαγραμμμάτων των εξεταζόμενων παραμέτρων και των πανομοιότυπων συμπερασμάτων για το σύστημα ψύξης όπως προαναφέρθηκε και παραπάνω επιλέχθηκε να παρουσιαστεί η περίπτωση της $T_c=40^{\circ}\text{C}$.

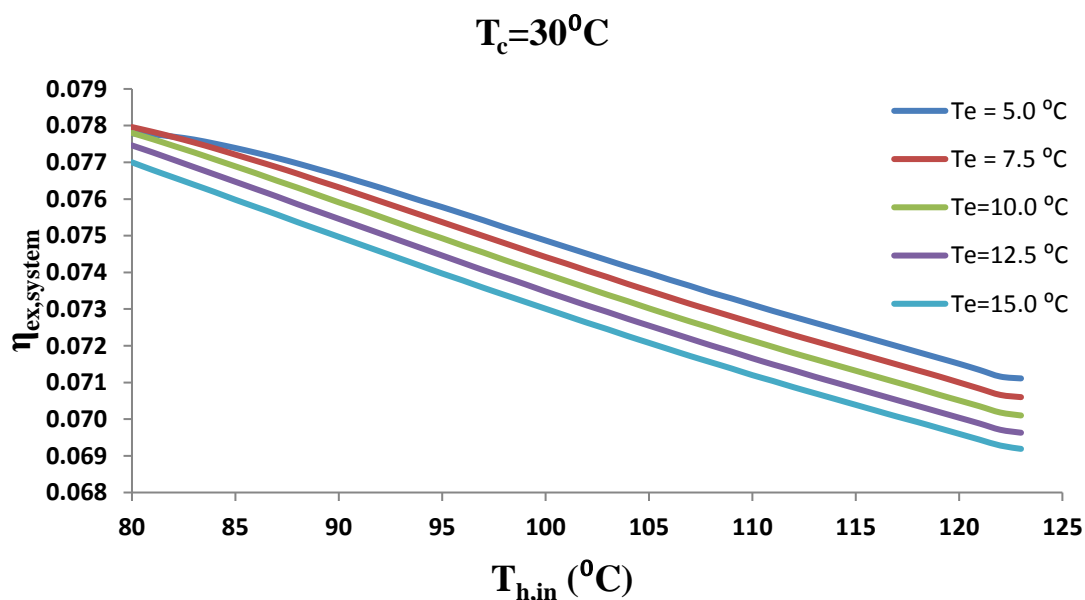
Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι τόσο ο συντελεστής συμπεριφοράς SCOP όσο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ψύξης $\eta_{ex,system}$ σε steady state παρουσιάζουν ακριβώς την ίδια συμπεριφορά με μεταβολή των θερμοκρασιακών πεδίων του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης και του συμπυκνωτή του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσεως. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία της δεξαμενής αποθήκευσης (συνεπώς και του αναγεννητή) ο συντελεστής συμπεριφοράς SCOP και ο $\eta_{ex,system}$ σταδιακά αρχίζουν να αυξάνονται μέχρι μία μέγιστη τιμή τους για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ (άρα και για συγκεκριμένη θερμοκρασία του αναγεννητή T_g) και έπειτα από αυτή σταθεροποιείται. Αξίζει να σημειωθεί ότι έπειτα από μία τιμή της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ και ο SCOP και ο $\eta_{ex,system}$ διατηρούνται περίπου σταθεροί για όλες τις θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης T_e .

2^η Περίπτωση:

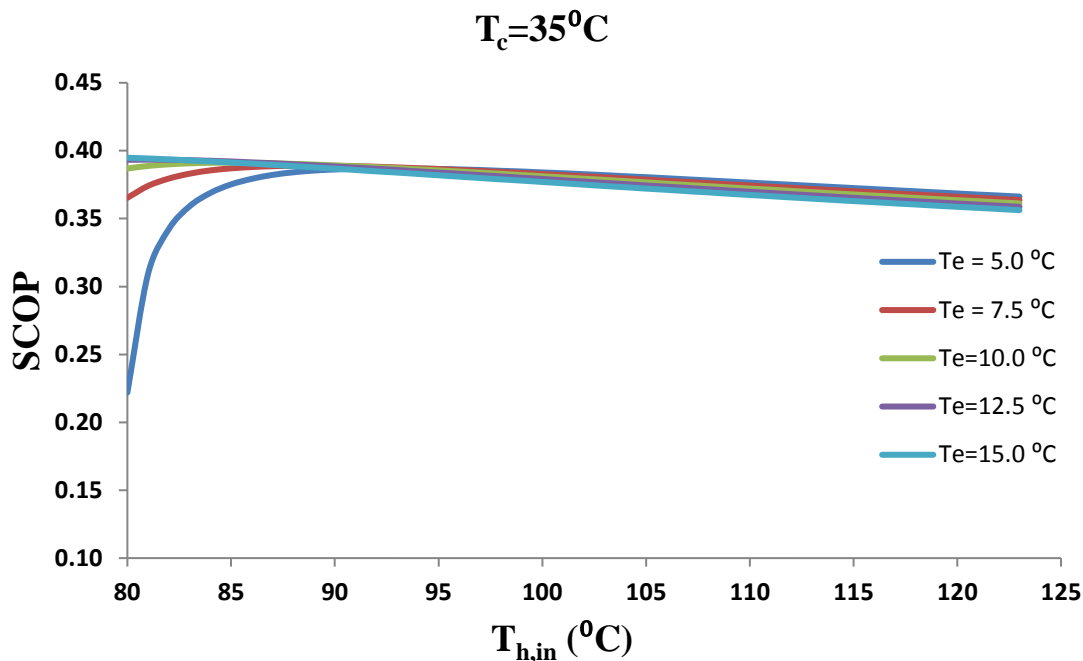
Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς SCOP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος της 2^{ης} περίπτωσης:



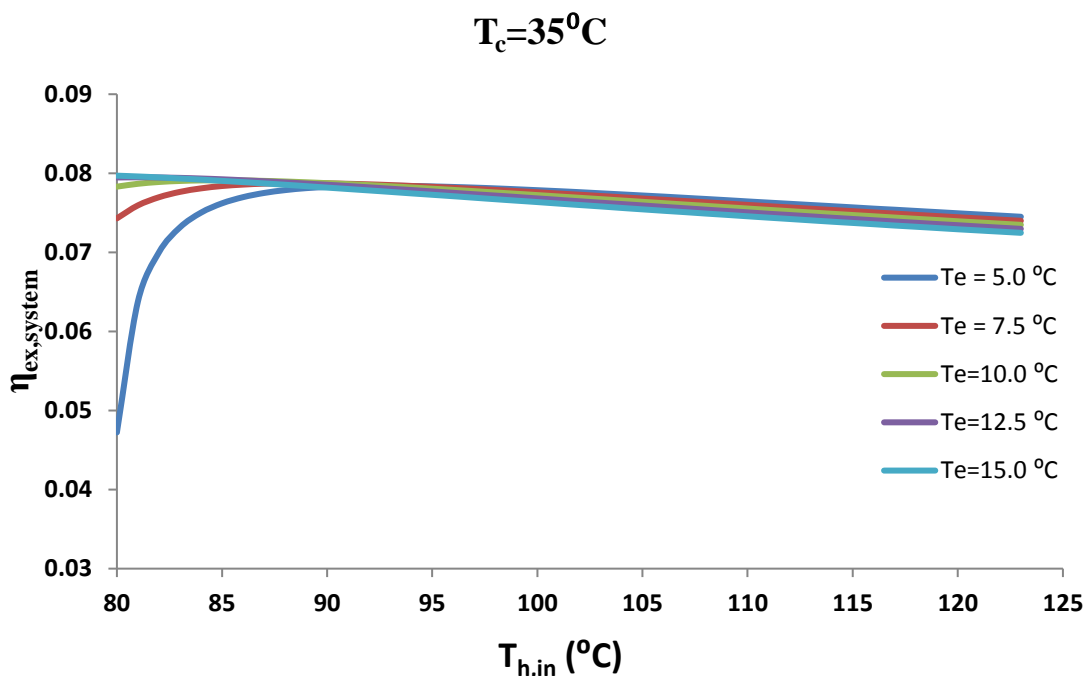
Διάγραμμα 6.11: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}C$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=30^{\circ}C$



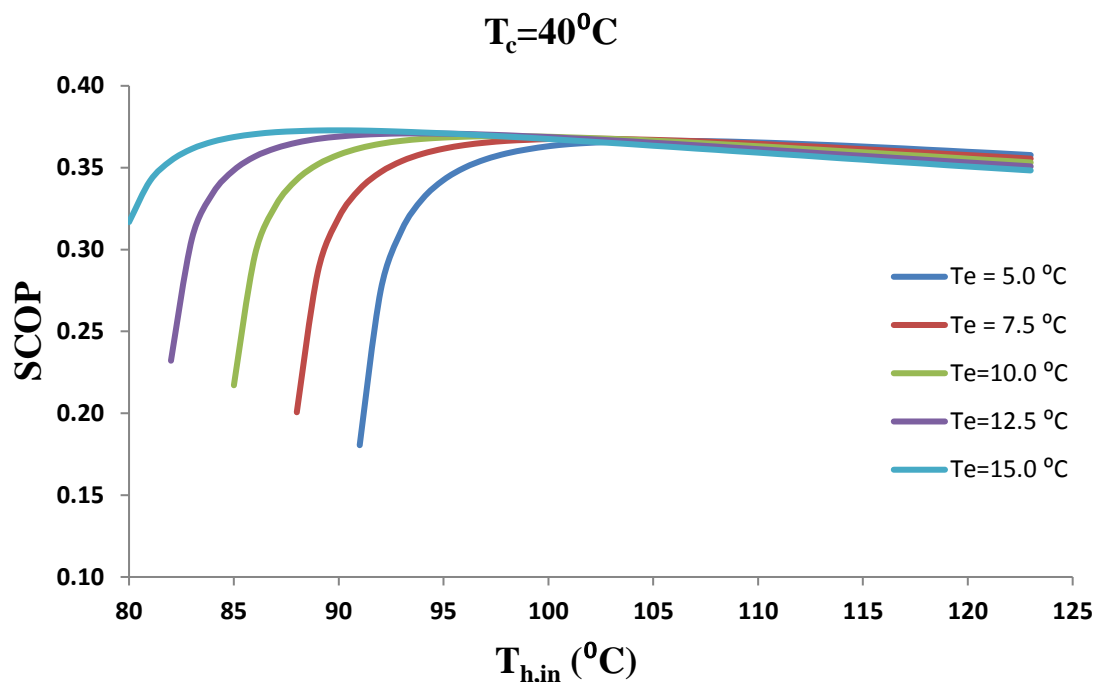
Διάγραμμα 6.12: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}C$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=30^{\circ}C$



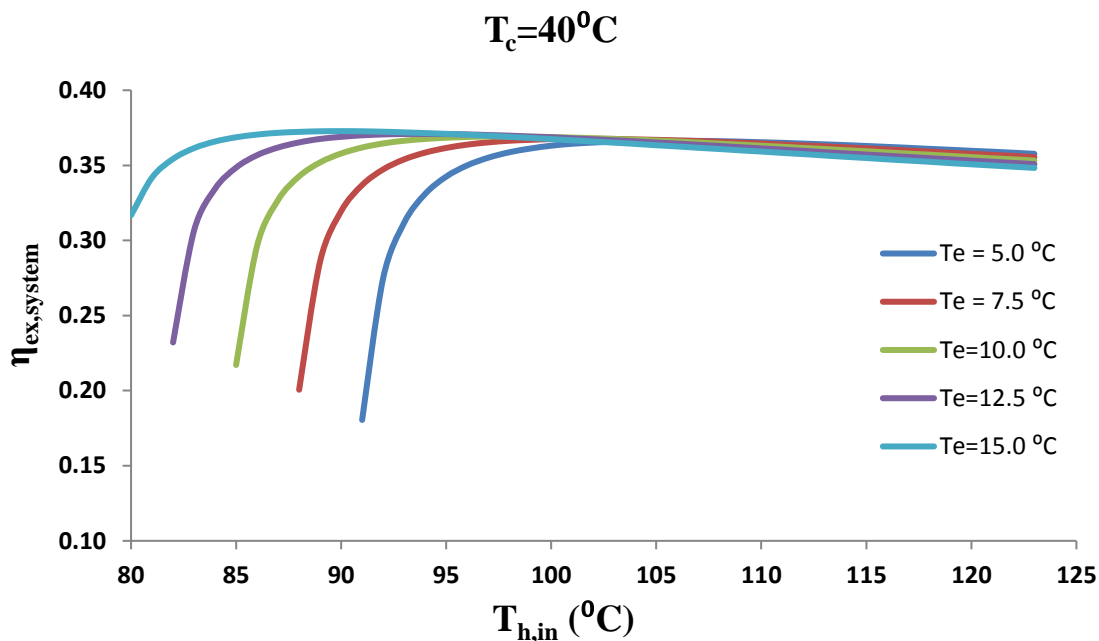
Διάγραμμα 6.13: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=35^\circ\text{C}$



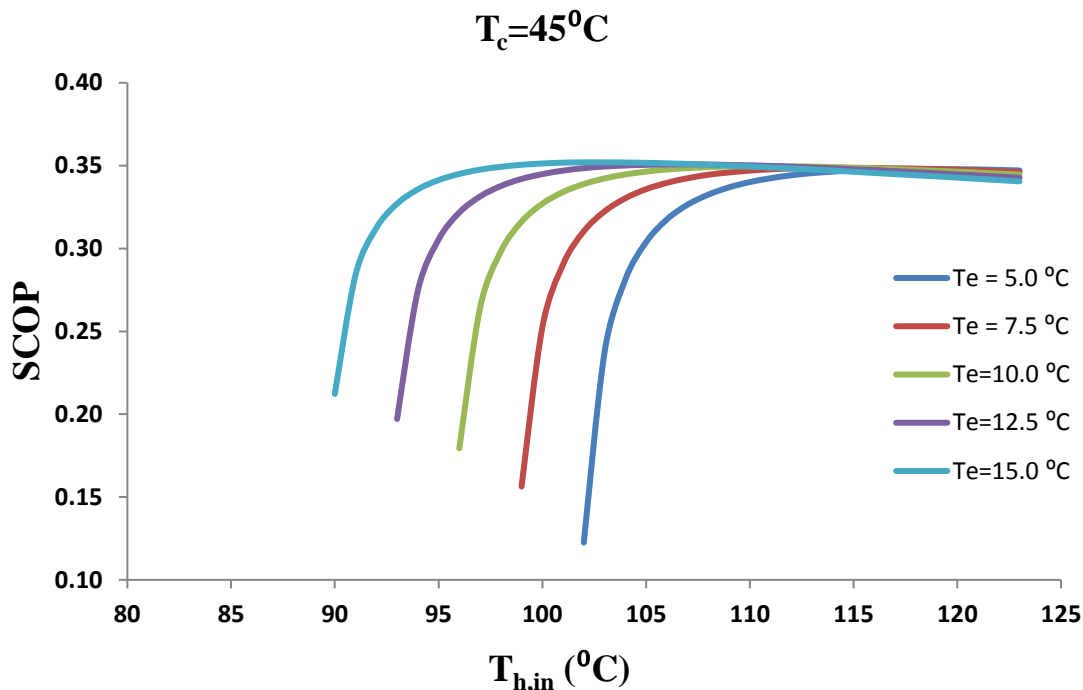
Διάγραμμα 6.14: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=35^\circ\text{C}$



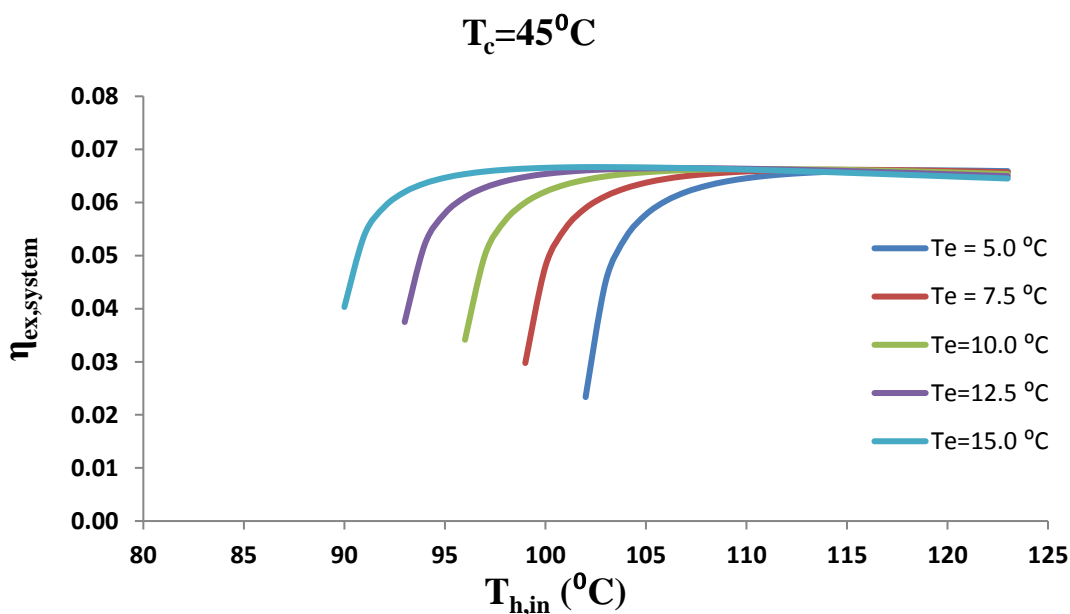
Διάγραμμα 6.15: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$



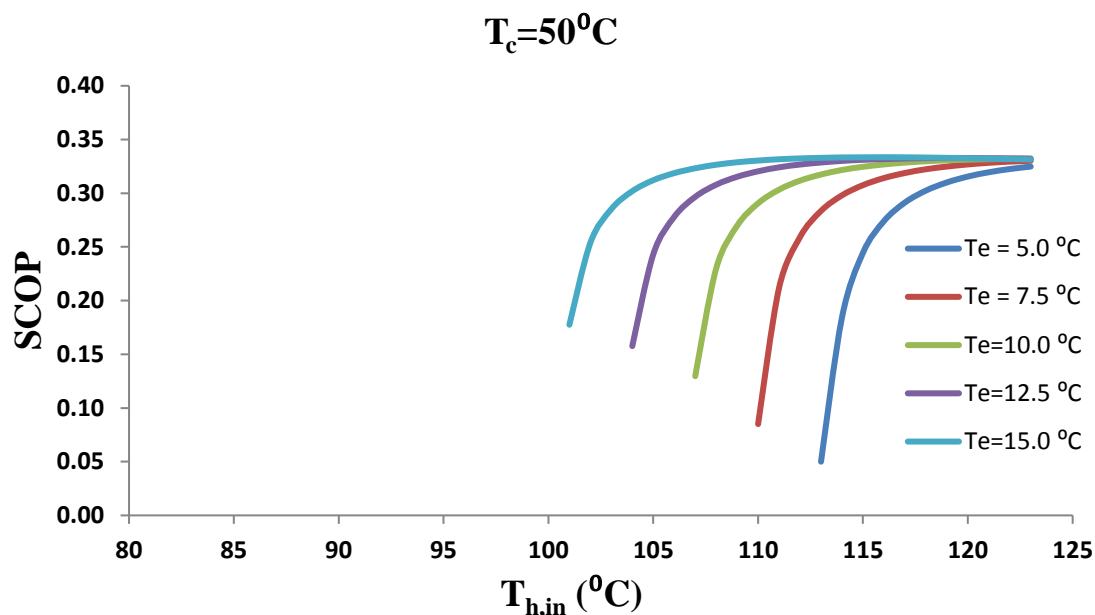
Διάγραμμα 6.16: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$



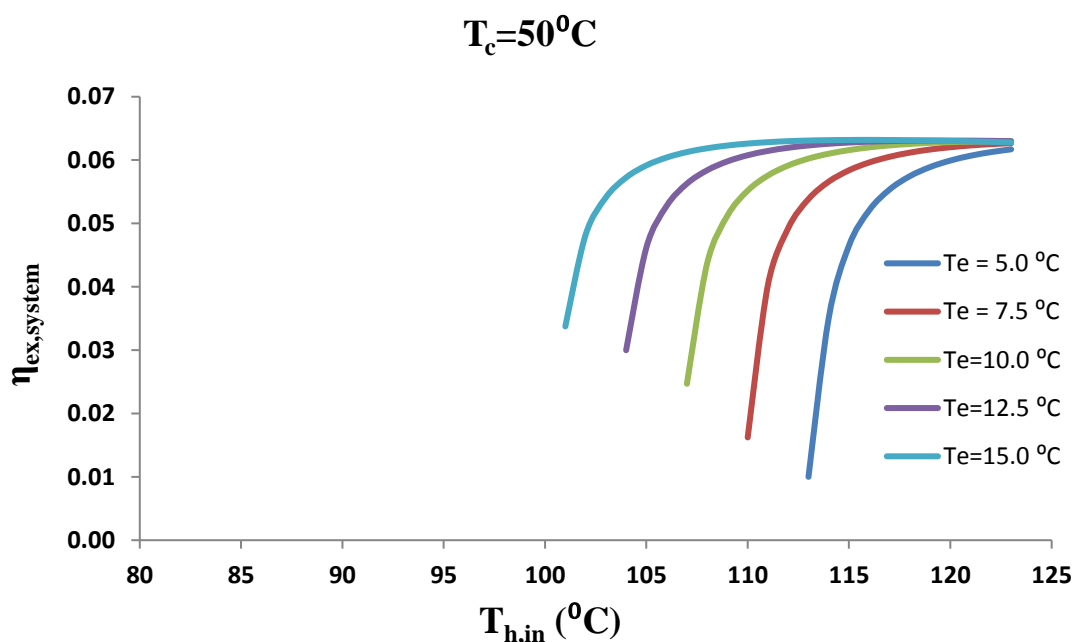
Διάγραμμα 6.17: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=45^\circ\text{C}$



Διάγραμμα 6.18: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=45^\circ\text{C}$



Διάγραμμα 6.19: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συνολικού συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=50^{\circ}\text{C}$



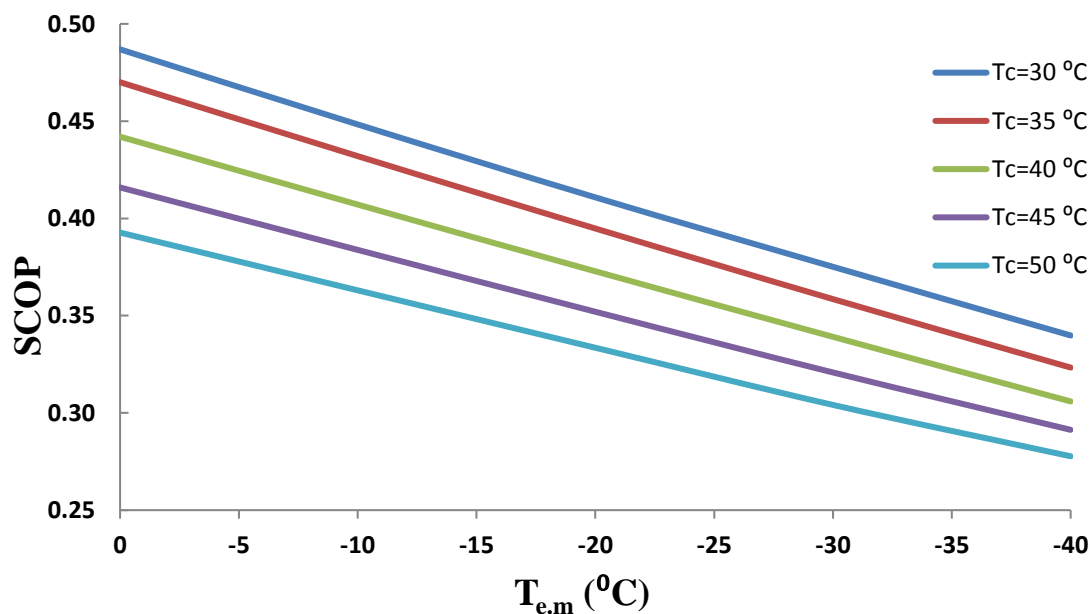
Διάγραμμα 6.20: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης, με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=50^{\circ}\text{C}$

Συγολιασμός Διαγραμμάτων 6.11-6.20:

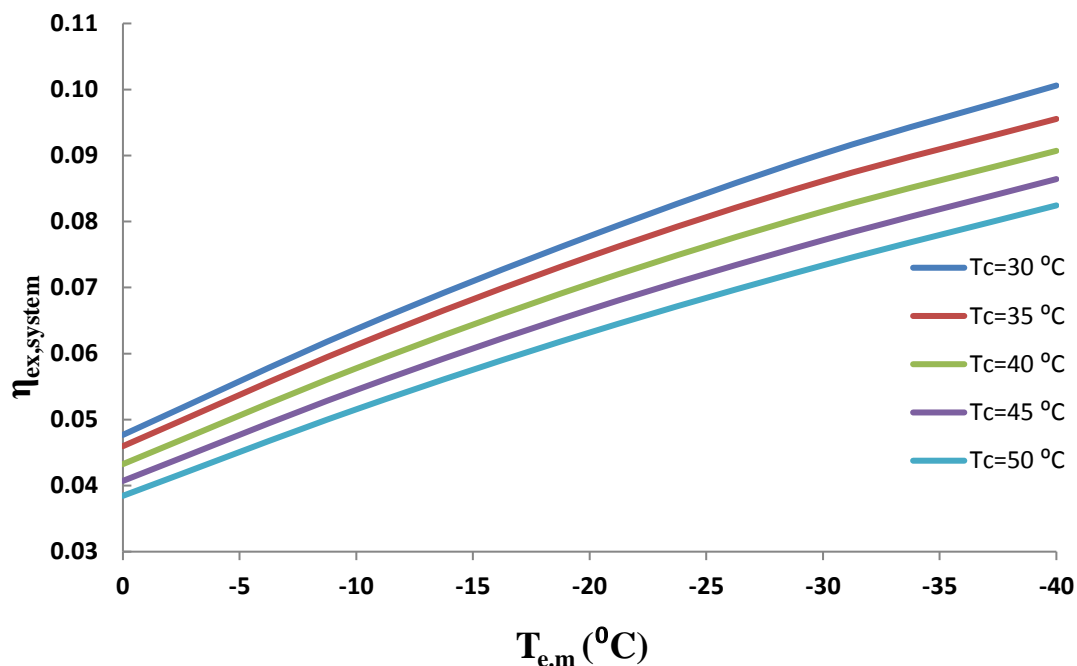
Στα διαγράμματα του συντελεστού συμπεριφοράς SCOP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=30^\circ\text{C}$ και $T_c=35^\circ\text{C}$ παρατηρείται σε χαμηλές θερμοκρασίες εισόδου στον αναγεννητή αυτή η ανομοιομορφία διότι σε αυτές τις συνθήκες ο ψύκτης απορρόφησης δεν μπορεί να αποδώσει τόσο καλά και <<ζορίζεται>>.

Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση παρατηρείται ότι τόσο ο συντελεστής συμπεριφοράς SCOP όσο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ψύξης $\eta_{ex,system}$ σε steady state παρουσιάζουν ακριβώς την ίδια συμπεριφορά με μεταβολή των θερμοκρασιακών πεδίων του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης και του συμπυκνωτή του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσεως. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία της δεξαμενής αποθήκευσης (συνεπώς και του αναγεννητή) ο συντελεστής συμπεριφοράς SCOP και ο $\eta_{ex,system}$ σταδιακά αρχίζουν να αυξάνονται μέχρι μία μέγιστη τιμή τους για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ (άρα και για συγκεκριμένη θερμοκρασία του αναγεννητή T_g) και έπειτα από αυτή σταθεροποιείται. Αξίζει να σημειωθεί ότι έπειτα από μία τιμή της θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ και ο SCOP και ο $\eta_{ex,system}$ διατηρούνται περίπου σταθεροί για όλες τις θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης T_e .

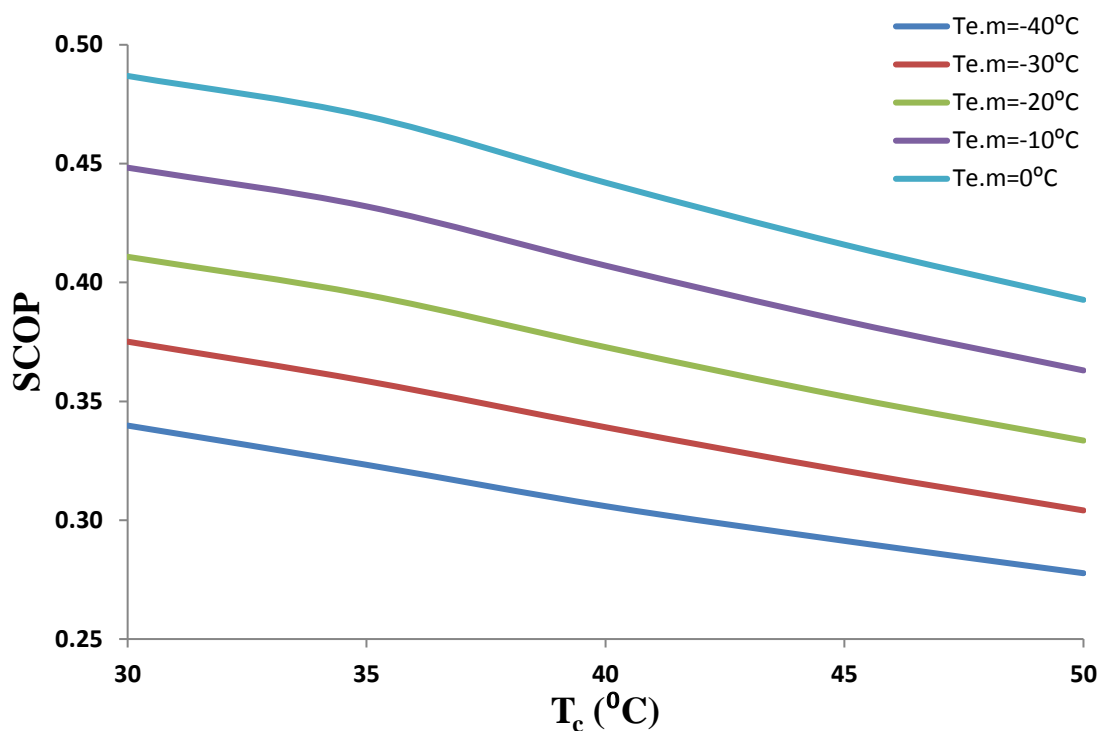
Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα του SCOP και του $\eta_{ex,system}$ του συνολικού συστήματος ψύξης σε steady state τα οποία προέκυψαν με κριτήριο την βελτιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας.



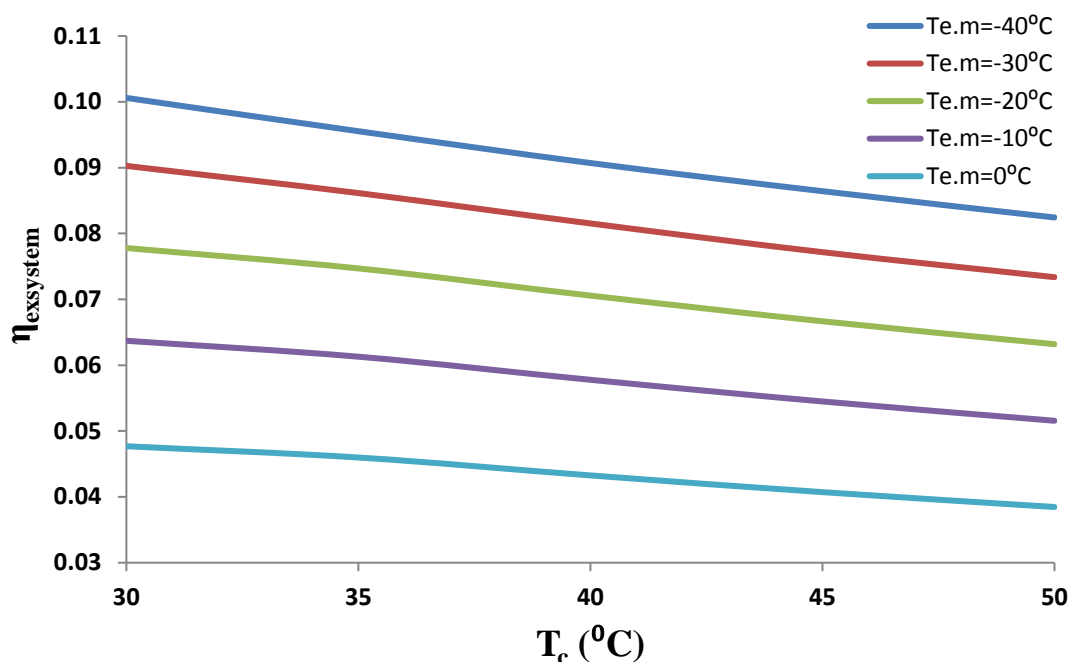
Διάγραμμα 6.21: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



Διάγραμμα 6.22: Βέλτιστος εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



Διάγραμμα 6.23: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



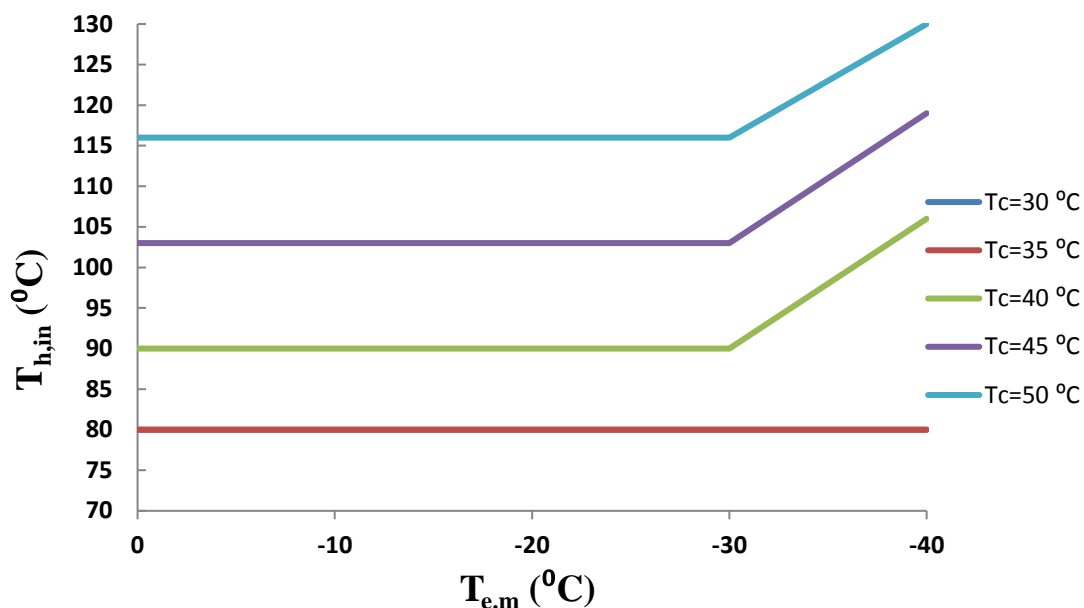
Διάγραμμα 6.24: Βέλτιστος εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{exsystem}$ του συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 6.21-6.24:

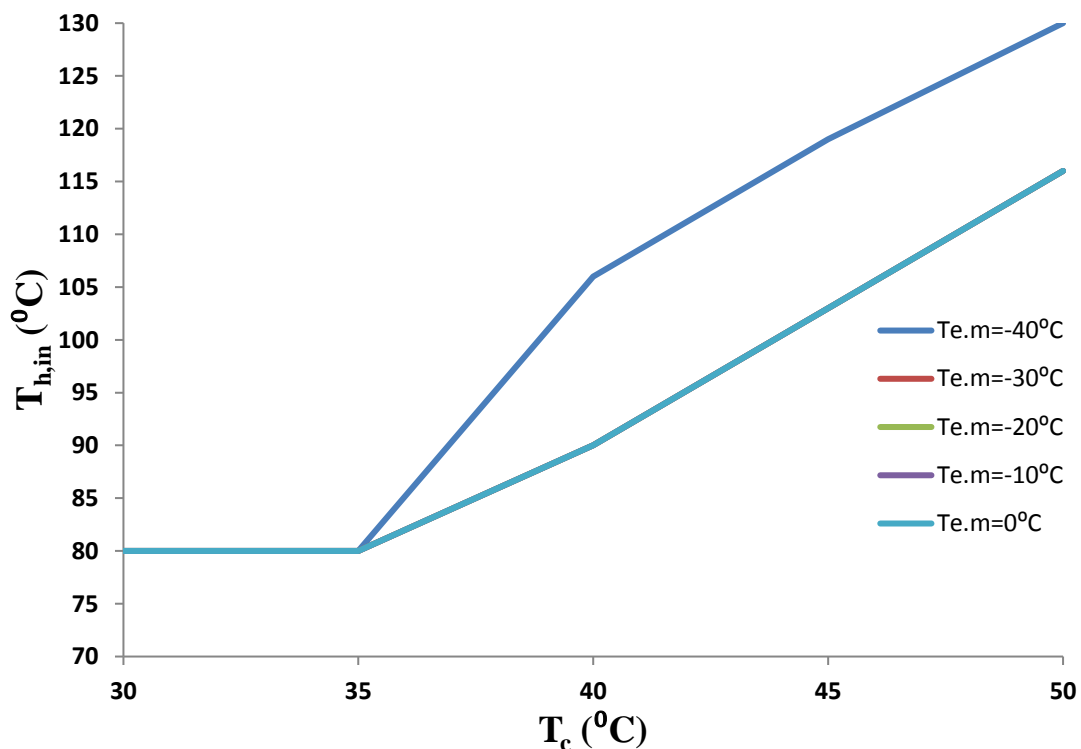
Από τα παραπάνω διαγράμματα αξίζει να τονιστεί ότι:

- Διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης όσο αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ψύξης μειώνεται ενώ αντίθετα ο συντελεστής συμπεριφοράς αυξάνεται
- Διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης διαπιστώνεται ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης τόσο ο συντελεστής συμπεριφοράς όσο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μειώνονται
- Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι επίδραση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή είναι πιο έντονη στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης από ότι στον συντελεστή συμπεριφοράς

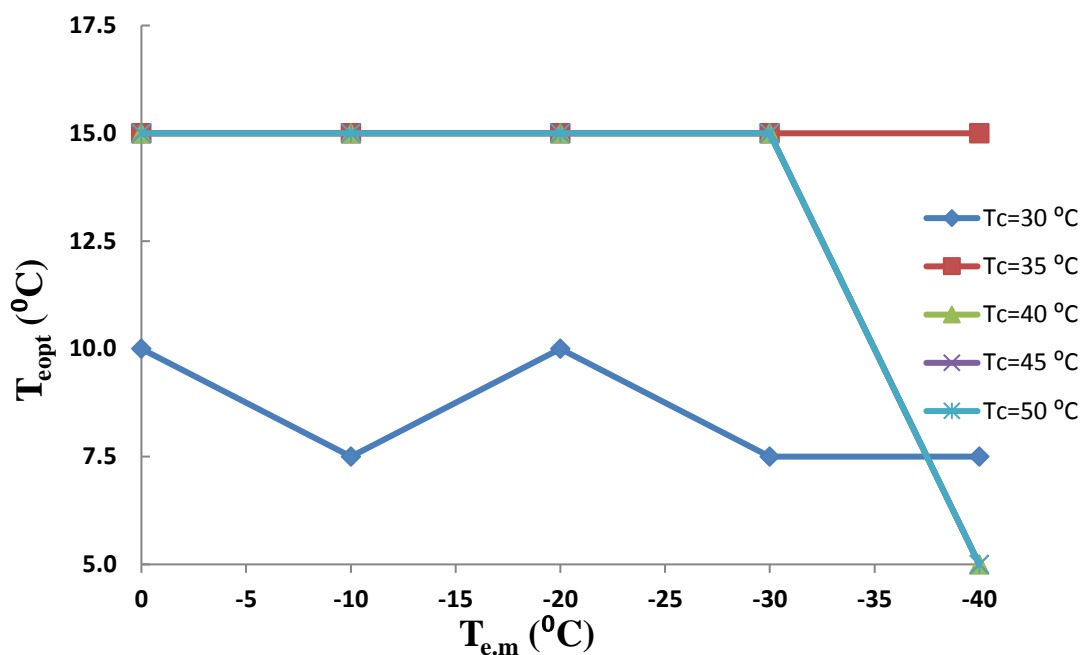
Στη συνέχεια στα κάτωθι διαγράμματα που παρουσιάζονται απεικονίζονται οι μεταβολές των θερμοκρασιών εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ και των θερμοκρασιών ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης T_e για καθένα από τα βέλτιστα σημεία που προέκυψαν από την προαναφερθείσα παραμετρική ανάλυση του συστήματος ψύξης σε steady state



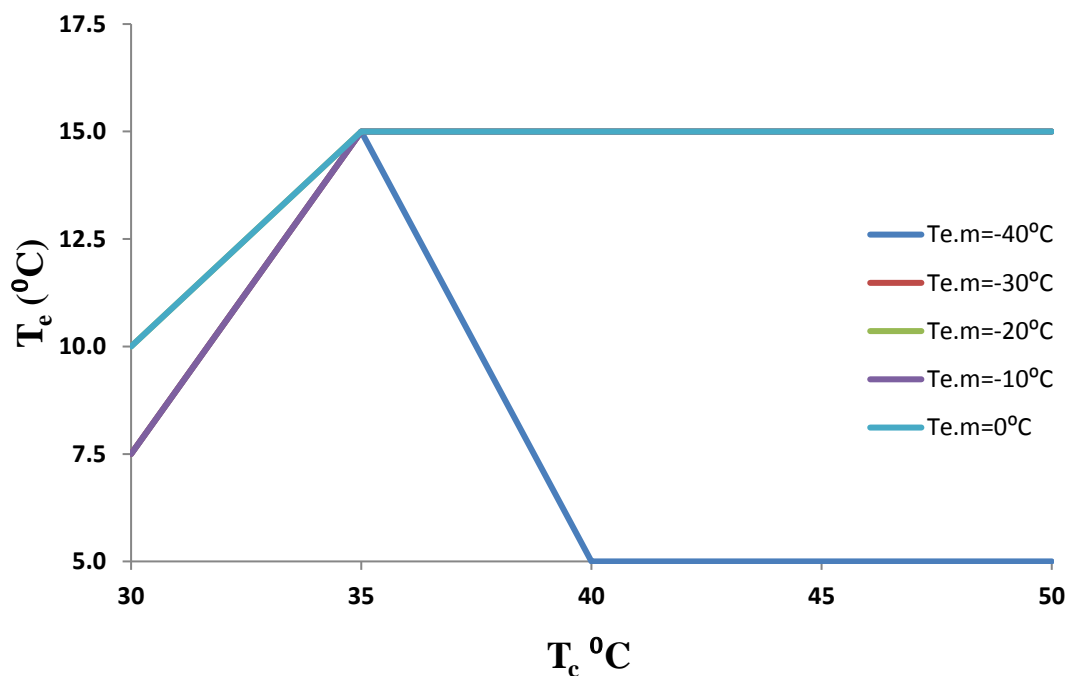
Διάγραμμα 6.25: Μεταβολή βέλτιστης θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ του συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



Διάγραμμα 6.26: Μεταβολή βέλτιστης θερμοκρασίας εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ του συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



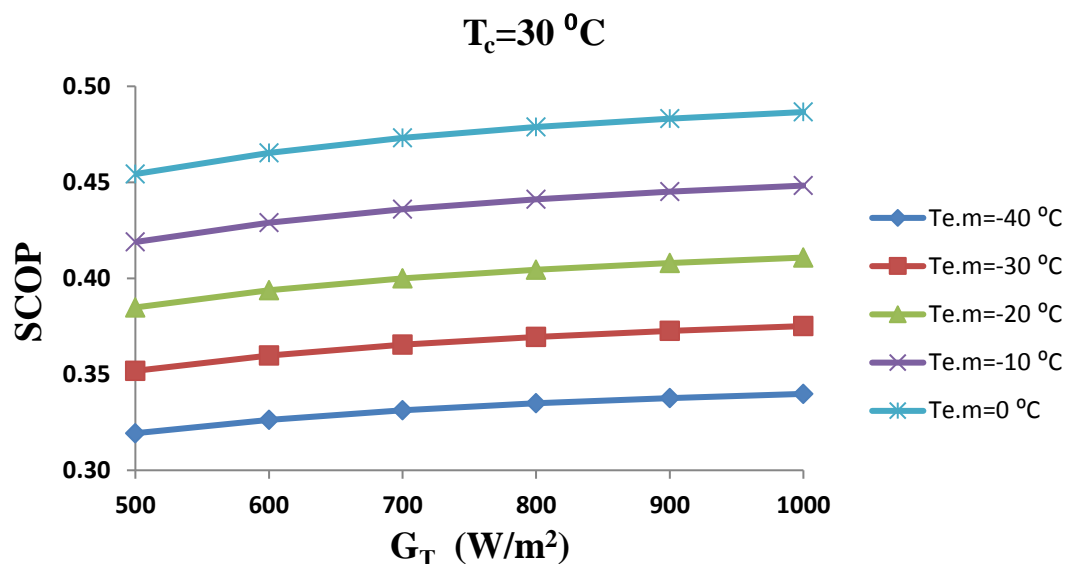
Διάγραμμα 6.27: Μεταβολή βέλτιστης θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης του συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



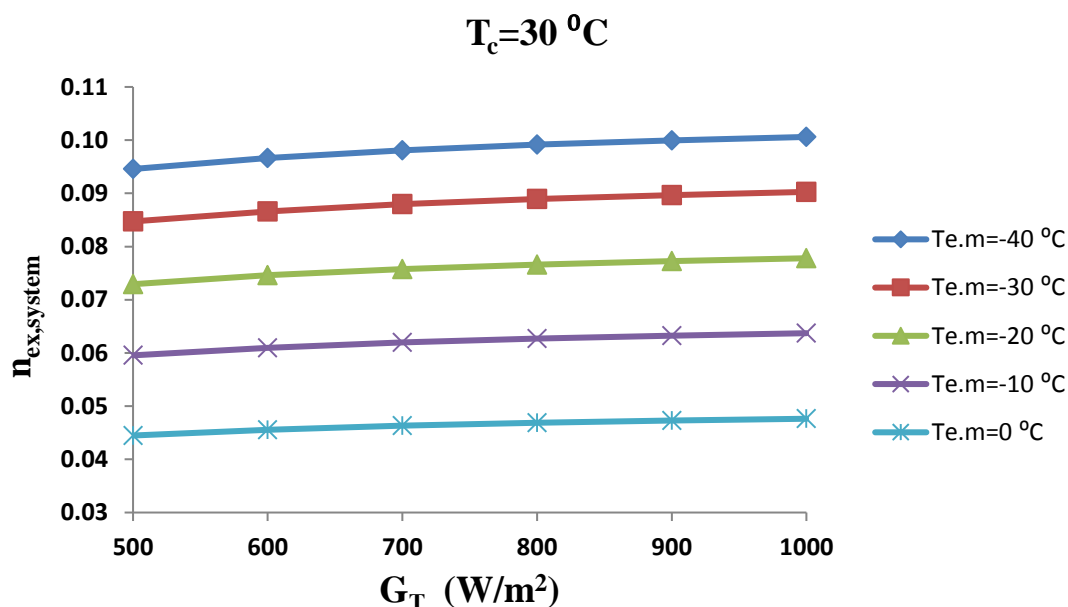
Διάγραμμα 6.28: Μεταβολή βέλτιστης θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη απορρόφησης του συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης

Κεφάλαιο 6: Αποτελέσματα

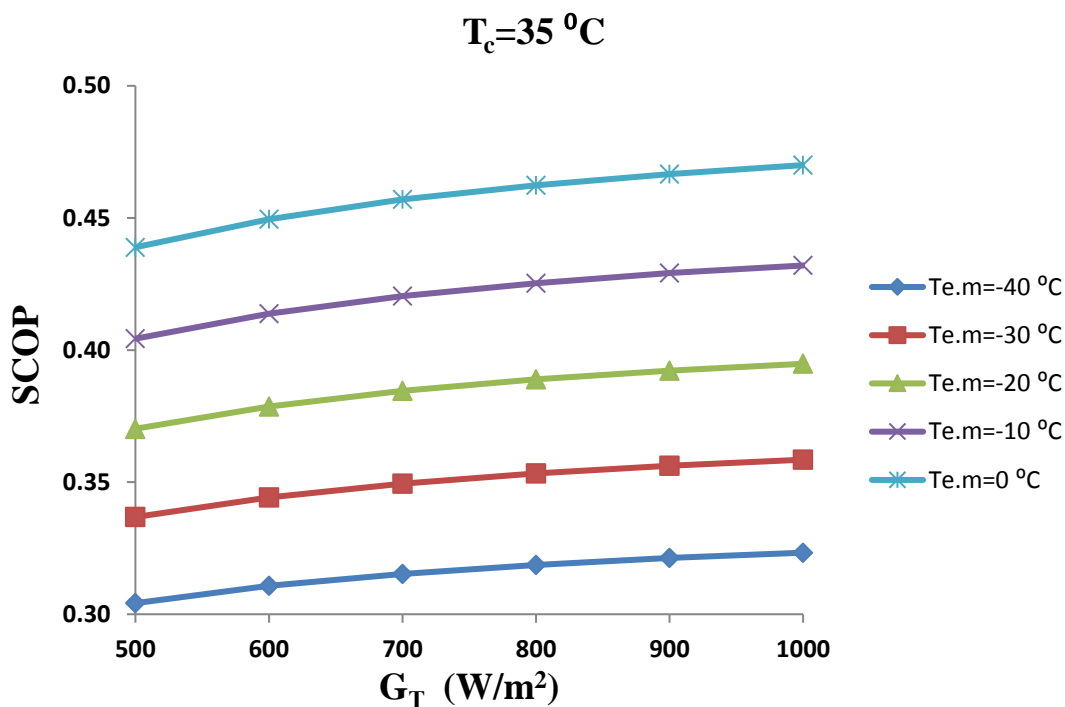
Στα παρακάτω διαγράμματα που παρουσιάζονται απεικονίζονται ο συντελεστής συμπεριφοράς SCOP και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης.



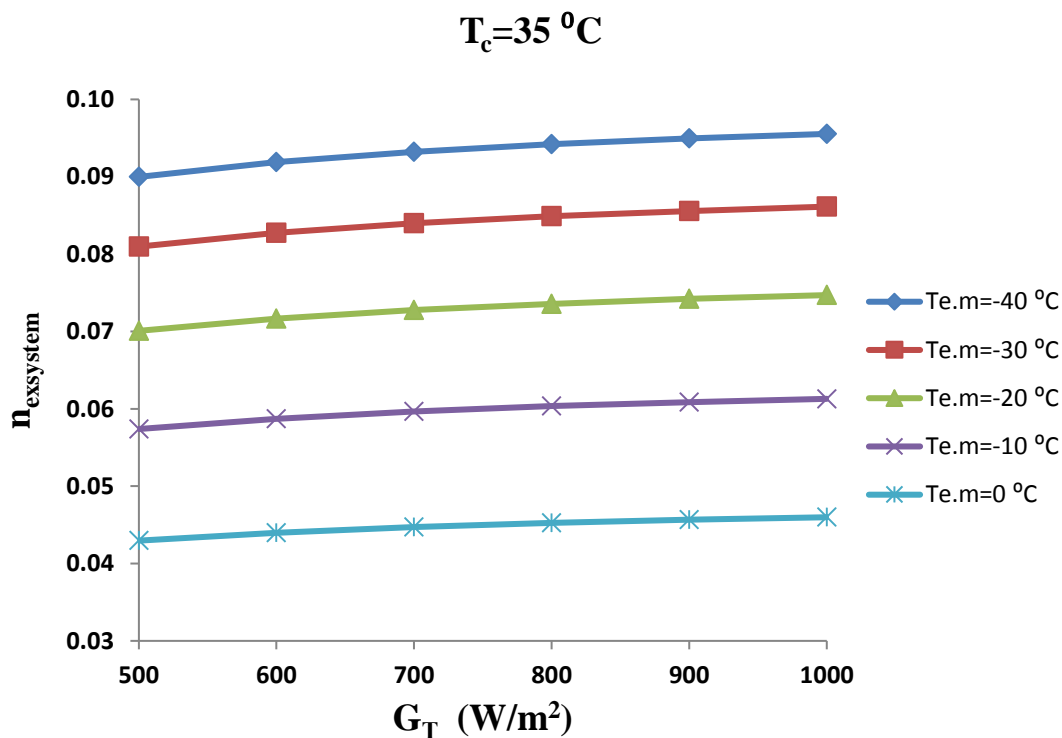
Διάγραμμα 6.29: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=30^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



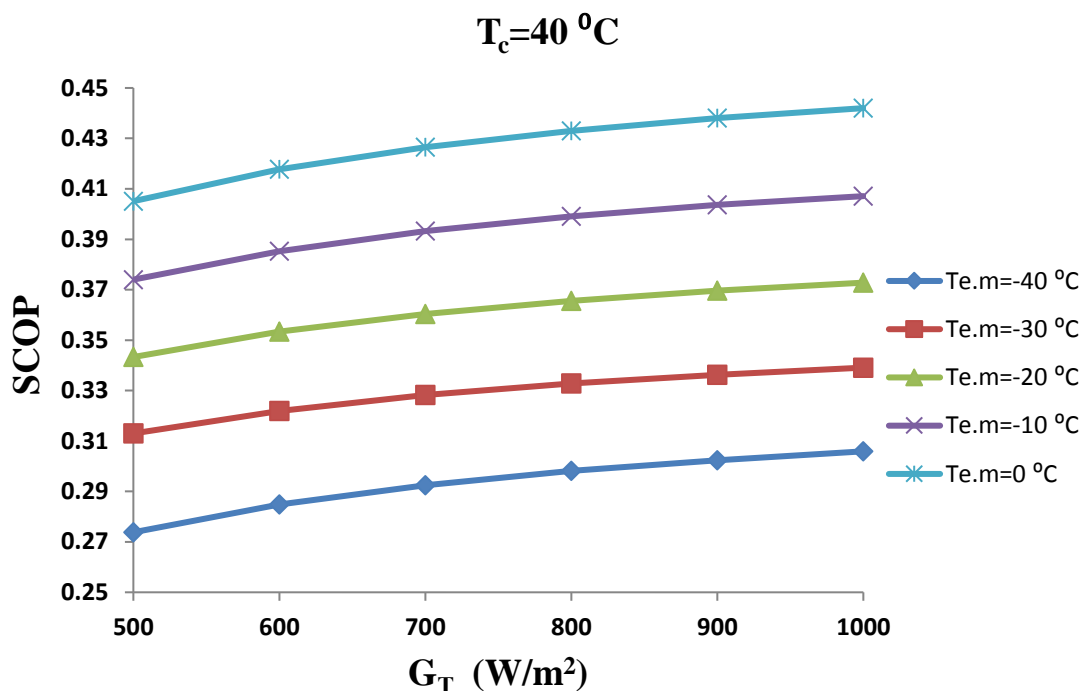
Διάγραμμα 6.30: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=30^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



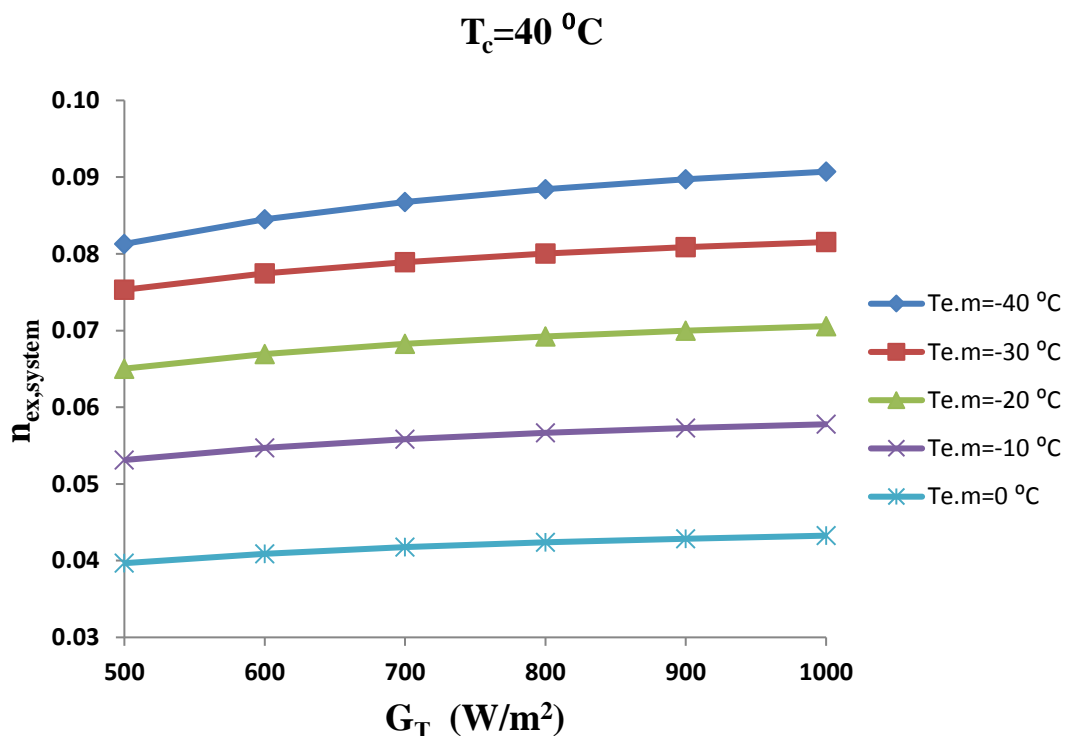
Διάγραμμα 6.31: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=35^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



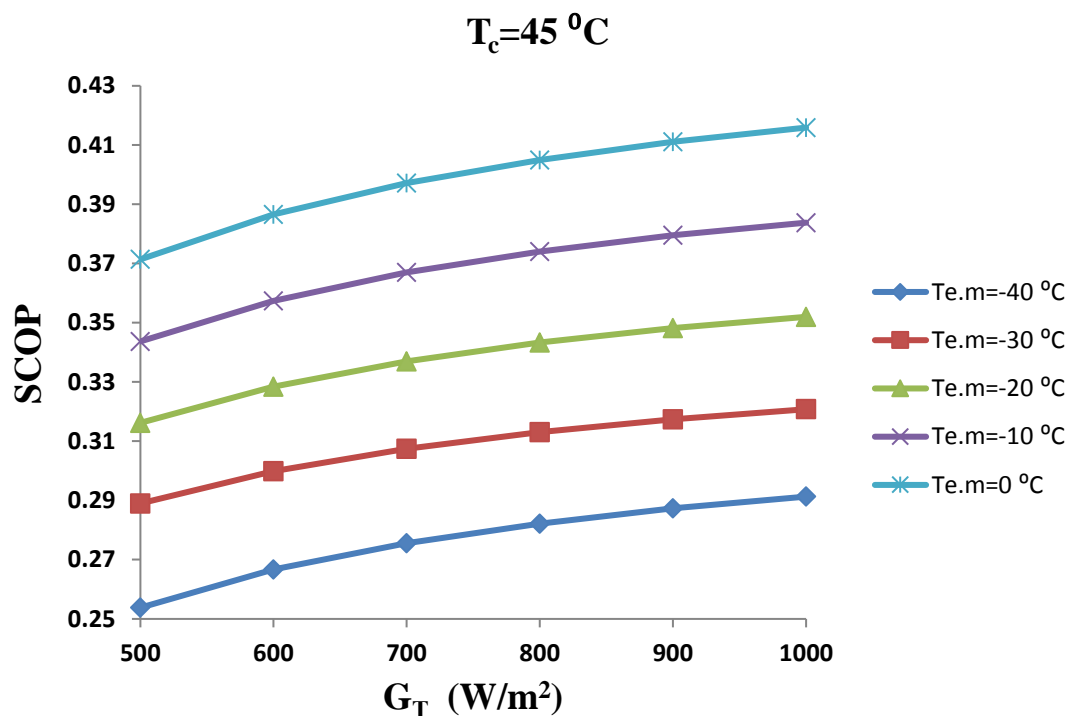
Διάγραμμα 6.32: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=35^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



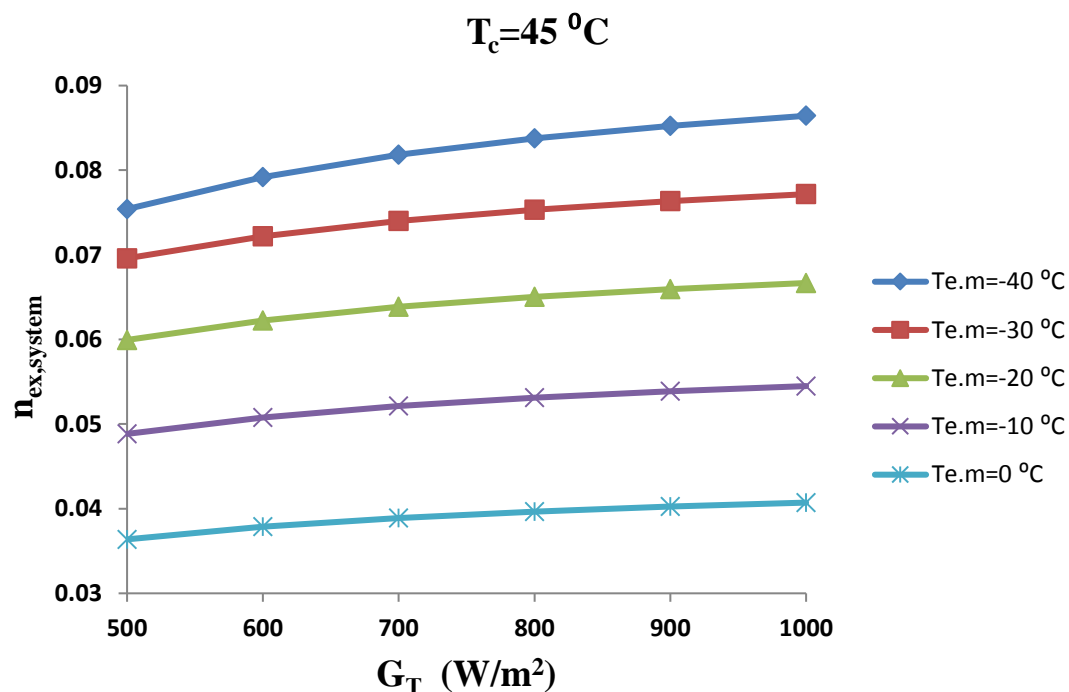
Διάγραμμα 6.33: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40\text{ }^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



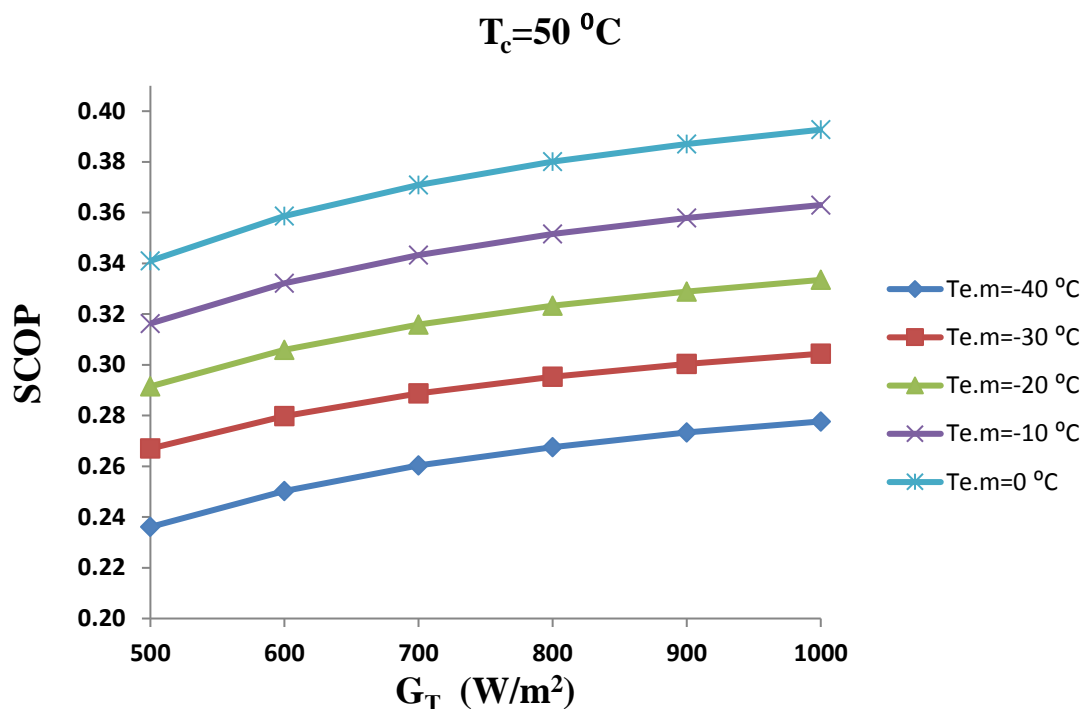
Διάγραμμα 6.34: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40\text{ }^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



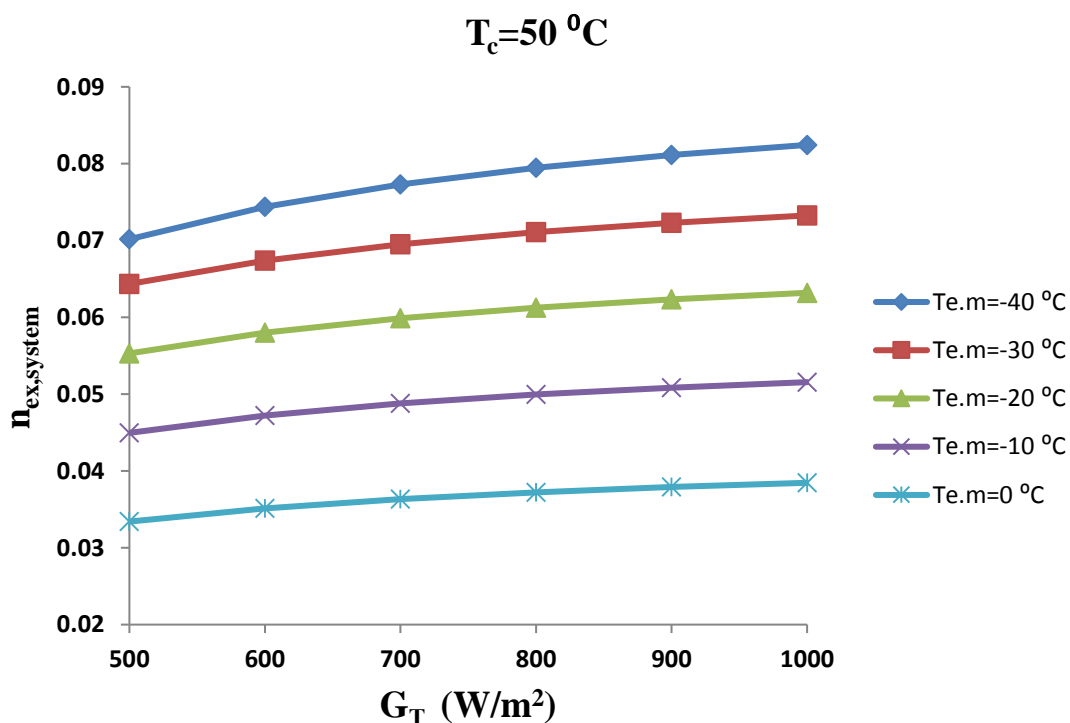
Διάγραμμα 6.35: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=45^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.36: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=45^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.37: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=50^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



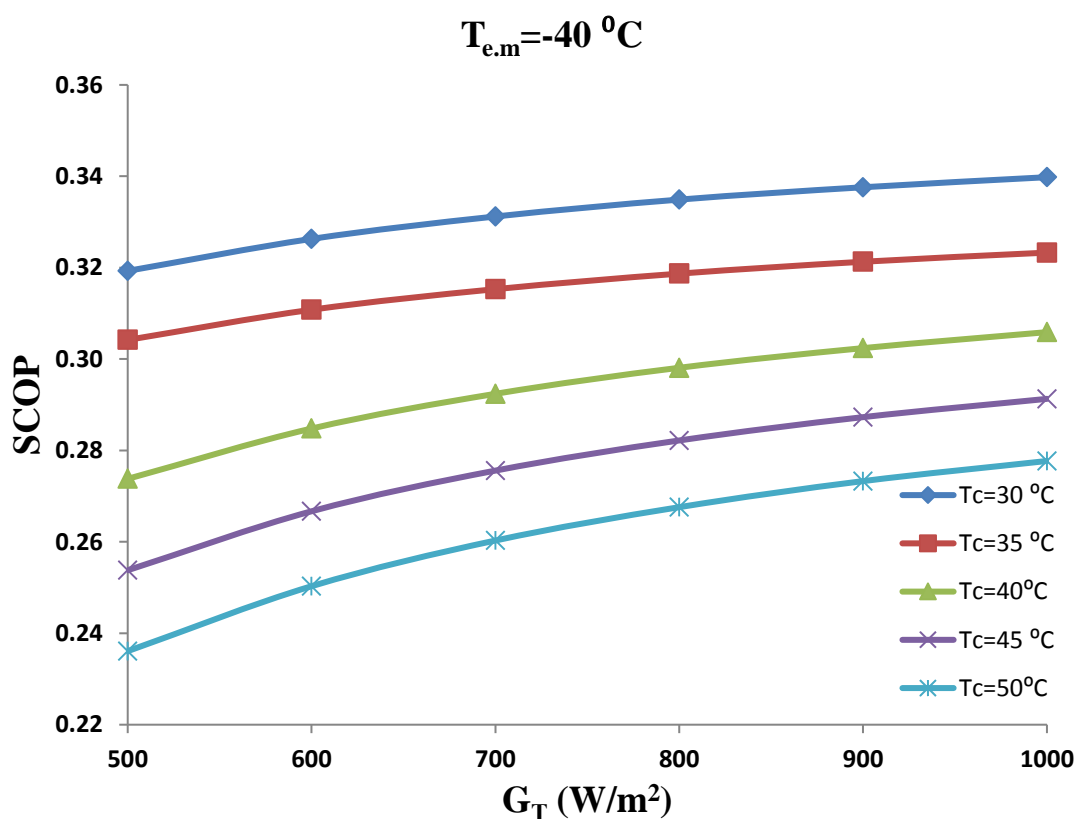
Διάγραμμα 6.38: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=50^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 6.29-6.38:

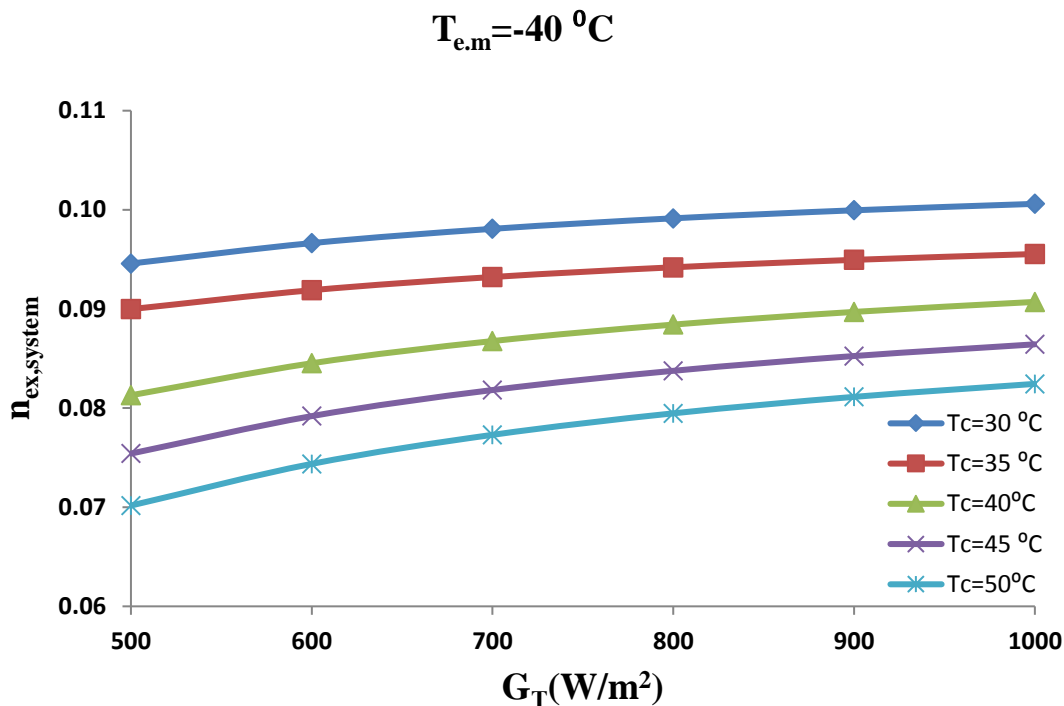
Από τα παραπάνω διαγράμματα αξίζει να τονιστεί ότι:

- Αύξηση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T συνεπάγεται αύξηση τόσο του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ όσο και του συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης
- Όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο σχολιασμό διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης όσο αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ψύξης μειώνεται ενώ αντίθετα ο συντελεστής συμπεριφοράς αυξάνεται

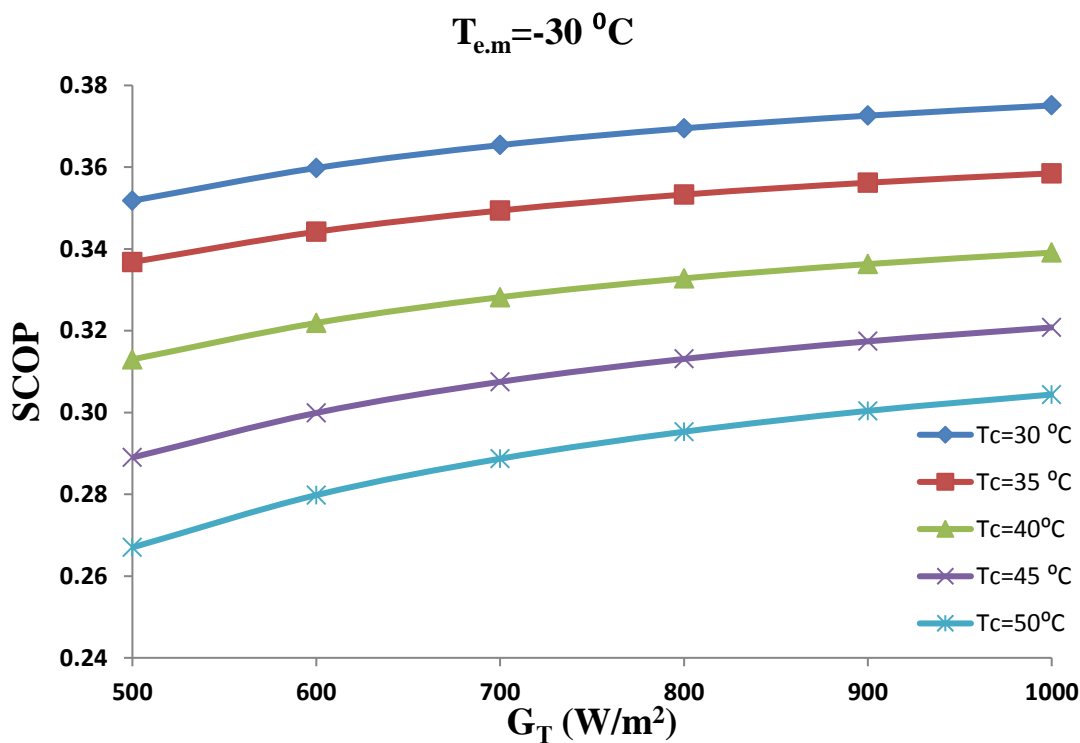
Τέλος στα διαγράμματα που ακολουθούν απεικονίζονται ο συντελεστής συμπεριφοράς SCOP και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης.



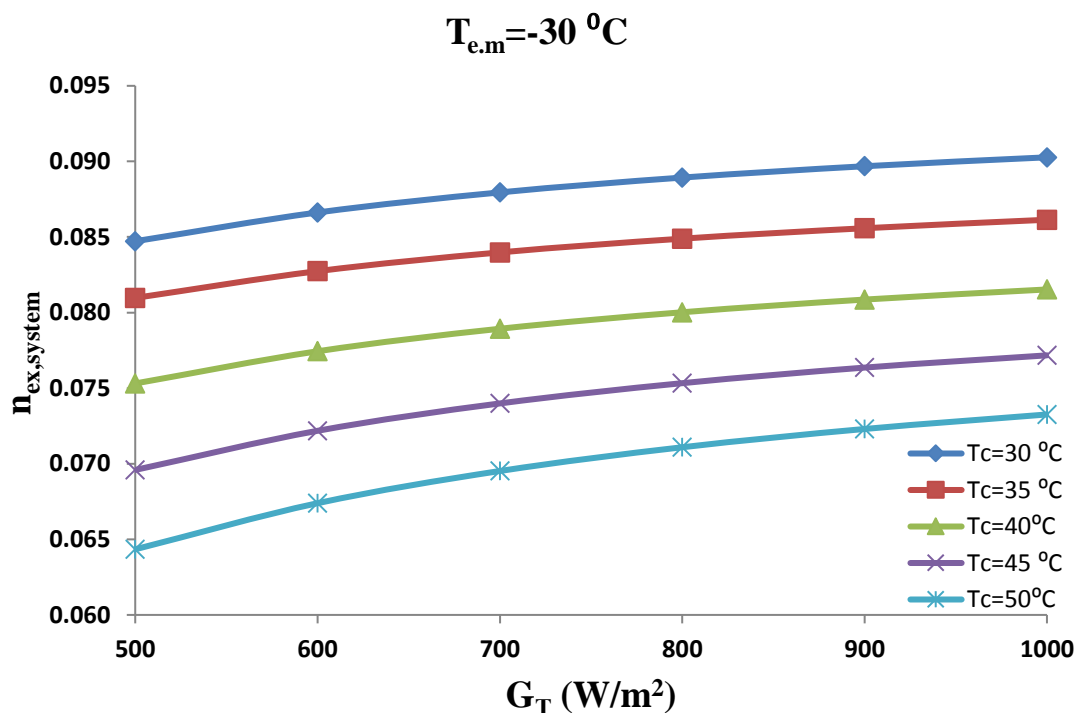
Διάγραμμα 6.39: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m} = -40\text{ }^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



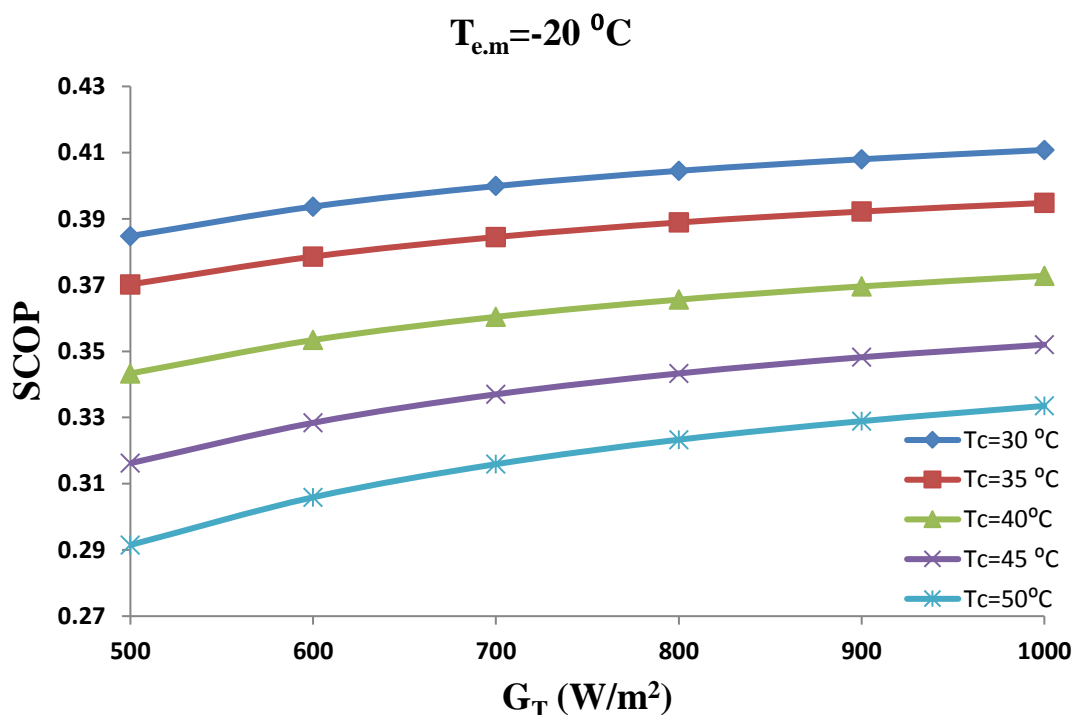
Διάγραμμα 6.40: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m} = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



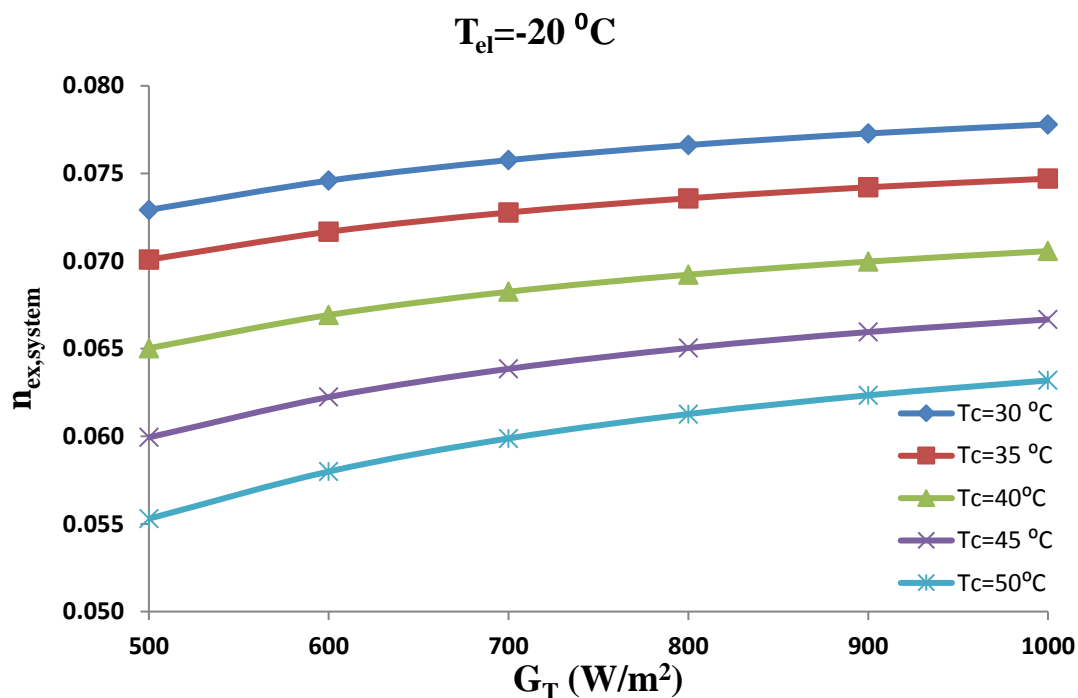
Διάγραμμα 6.41: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



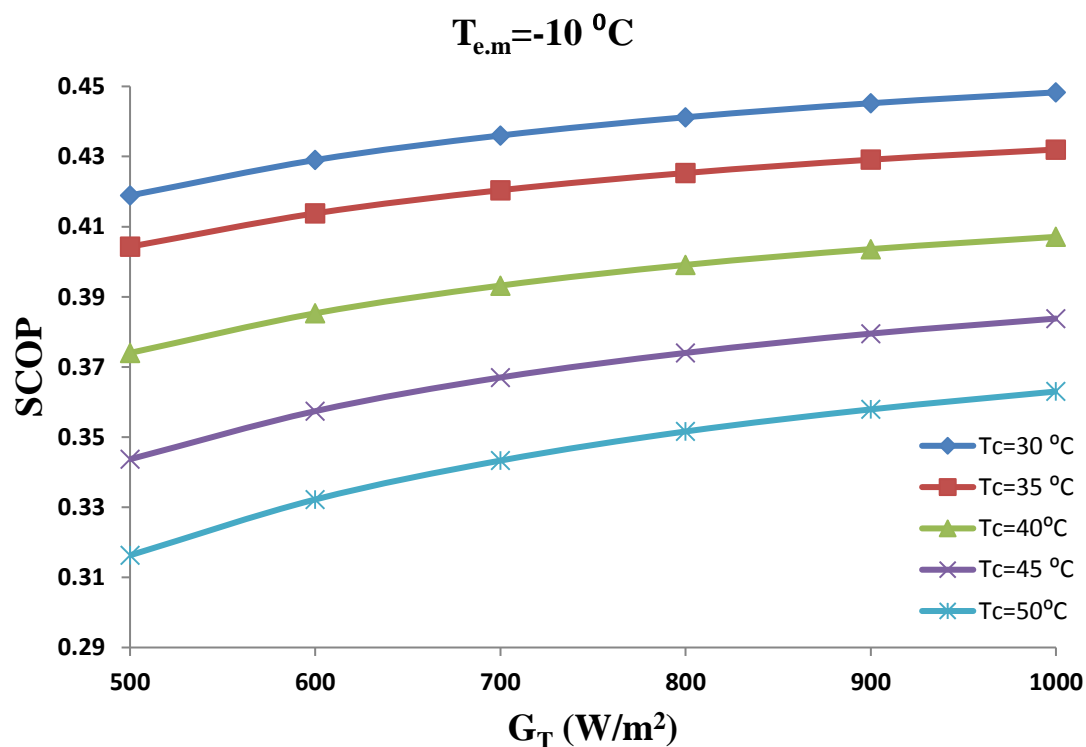
Διάγραμμα 6.42: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



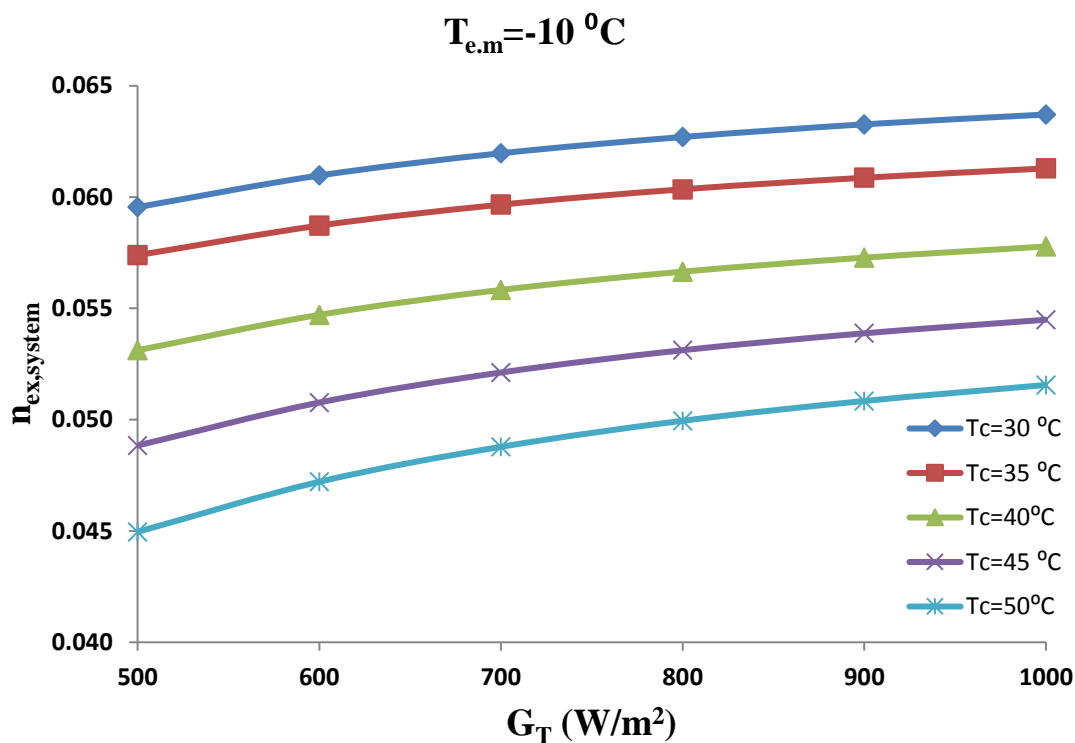
Διάγραμμα 6.43: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



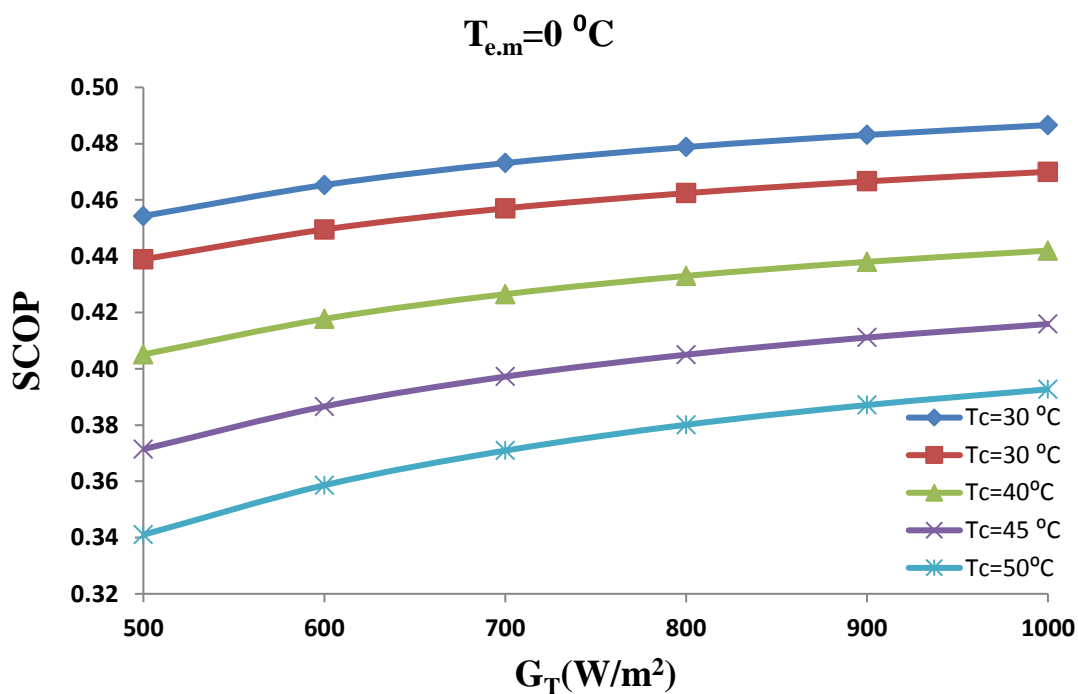
Διάγραμμα 6.44: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



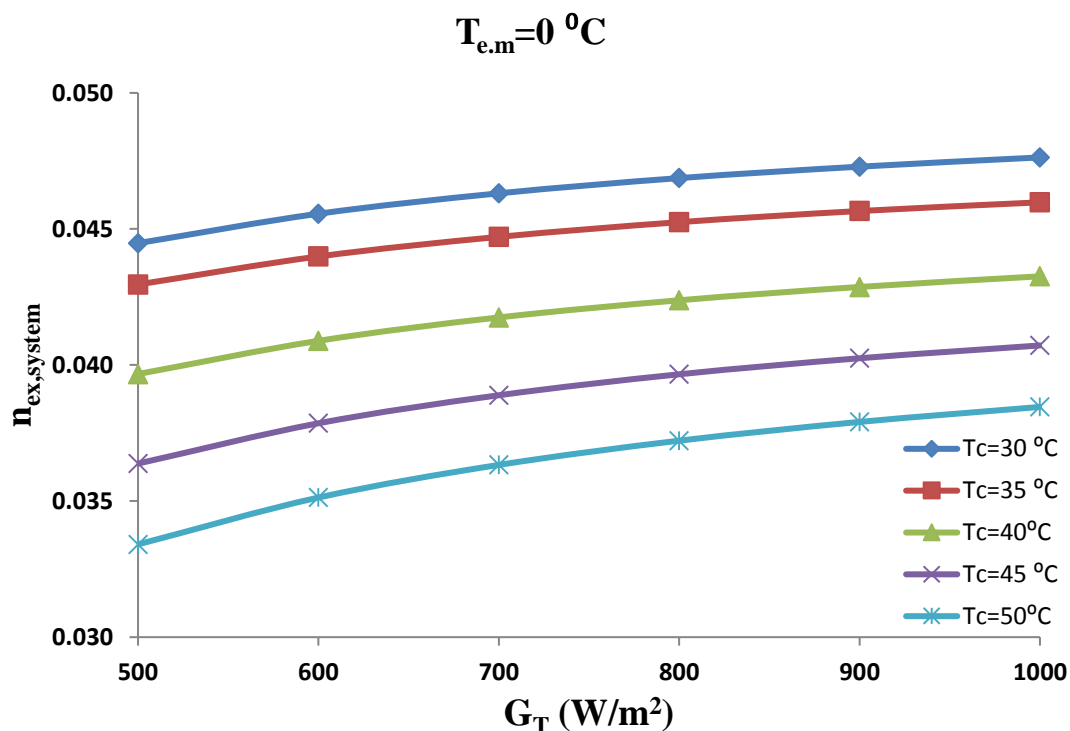
Διάγραμμα 6.45: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



Διάγραμμα 6.46: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e.m} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



Διάγραμμα 6.47: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e.m} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



Διάγραμμα 6.48: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε steady state συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T για θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e.m}=0^{\circ}\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 6.39-6.48:

Από τα παραπάνω διαγράμματα αξίζει να τονιστεί ότι:

- Αύξηση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T συνεπάγεται αύξηση τόσο του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ όσο και του συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης
- Όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο σχολιασμό διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης διαπιστώνεται ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης τόσο ο συντελεστής συμπεριφοράς όσο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μειώνονται

6.3 Cascade σύστημα ψύξης-σύστημα ηλιακών συλλεκτών σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση

Όπως προαναφέρθηκε και στο βήμα 5^ο του υποκεφαλαίου 4.10 του προηγούμενου κεφαλαίου της παρούσας διπλωματικής εργασίας πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση του cascade συστήματος ψύξης και του συστήματος ηλιακών συλλεκτών για διάφορες συνθήκες λειτουργίας σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση. Το συγκεκριμένο υποκεφάλαιο περιλαμβάνει τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς SCOP, του εξοικονομικού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$, της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e και της εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας για μία επιλεγμένη περίπτωση λειτουργίας καθώς και σε όλες τις υπόλοιπες περιπτώσεις που εξετάστηκαν η μορφή των διαγραμμάτων και τα συμπεράσματα που προέκυψαν ήταν πανομοιότυπα. Στην ανάλυση αυτή που πραγματοποιήθηκε, η μέση ημερήσια ολική ακτινοβολία επιλέχθηκε ίση με $H_T = 6 \text{ kWh/m}^2$ και η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης θεωρήθηκε σταθερή και ίση με $T_e=5^\circ\text{C}$. Η μεταβλητή αυτή επιλέχθηκε να έχει χαμηλή τιμή για να μειώσει επίσης τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή του μηχανικού συστήματος. Η στρατηγική αυτή στοχεύει στην ελαχιστοποίηση της κατανάλωσης της ηλεκτρικής ενέργειας στο σύστημα ψύξης μηχανικής συμπίεσης. Τέλος εξετάστηκαν διάφοροι όγκοι της δεξαμενής αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας ενώ κριτήριο βελτιστοποίησης του όγκου του δοχείου αποθήκευσης αποτέλεσε η μεγιστοποίηση της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e (kWh). Υστέρα από την εξέταση των διάφορων περιπτώσεων λειτουργίας προέκυψαν οι βέλτιστες θερμοκρασίες του αναγεννητή $T_{g,opt}$ και στη συνέχεια χαράχτηκαν τα αντίστοιχα διαγράμματα του SCOP, του $\eta_{ex,system}$, της E_e και της εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας των βέλτιστων θερμοκρασιακών τιμών συναρτήσει των θερμοκρασιακών πεδίων του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης τα οποία και παρουσιάζονται παρακάτω. Η δυναμική προσομοίωση του συστήματος πραγματοποιήθηκε για 12 ώρες κατά τη διάρκεια μιας τυπικής ημέρας με χρονικό βήμα $\Delta t=600 \text{ sec}$.

Πιο συγκεκριμένα:

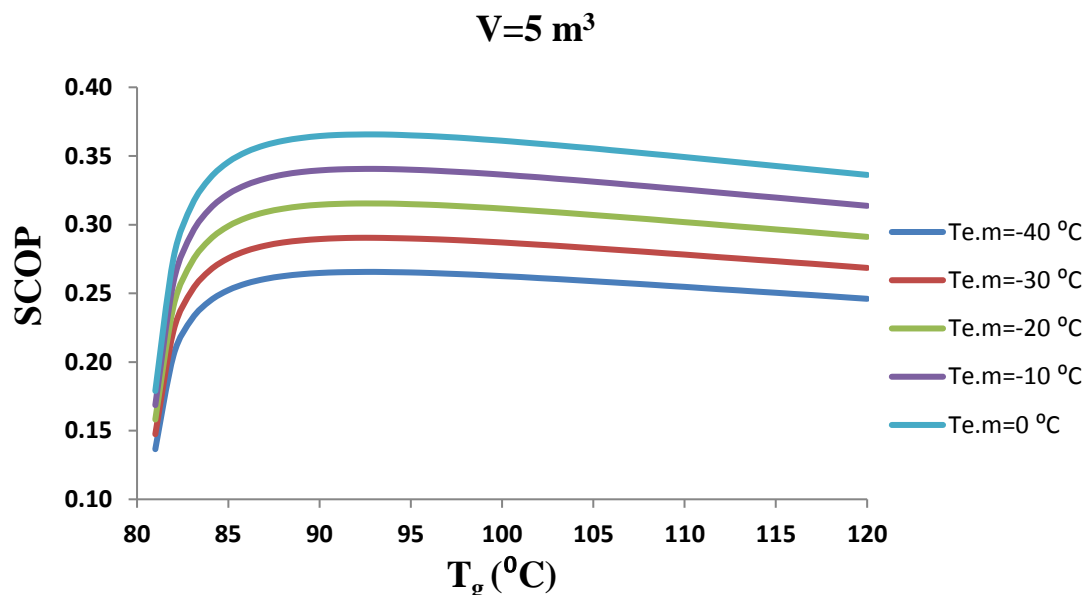
- Παρουσιάζεται η περίπτωση λειτουργίας του συστήματος ψύξης όπου η θερμοκρασία του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης ισούται με $T_c=40^\circ\text{C}$, η θερμοκρασία του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης κυμαίνεται μεταξύ $T_{e,m}=-40^\circ\text{C}$ έως 0°C και ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης κυμαίνεται μεταξύ $V=5\text{m}^3$ έως 20m^3 . Η εξέταση της περίπτωσης αυτής πραγματοποιήθηκε για διάφορες θερμοκρασίες του αναγεννητή T_g
- Παρουσιάζονται τα διαγράμματα εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος ψύξης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης με την θερμοκρασία του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης να κυμαίνεται μεταξύ $T_c=30^\circ\text{C}$ έως 50°C

Για την θερμοκρασία εξόδου της δεξαμενής αποθήκευσης του συστήματος σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση έγινε η παραδοχή ότι είναι ίση με την αντίστοιχη θερμοκρασία εισόδου του αναγεννητή δηλαδή θα ισχύει:

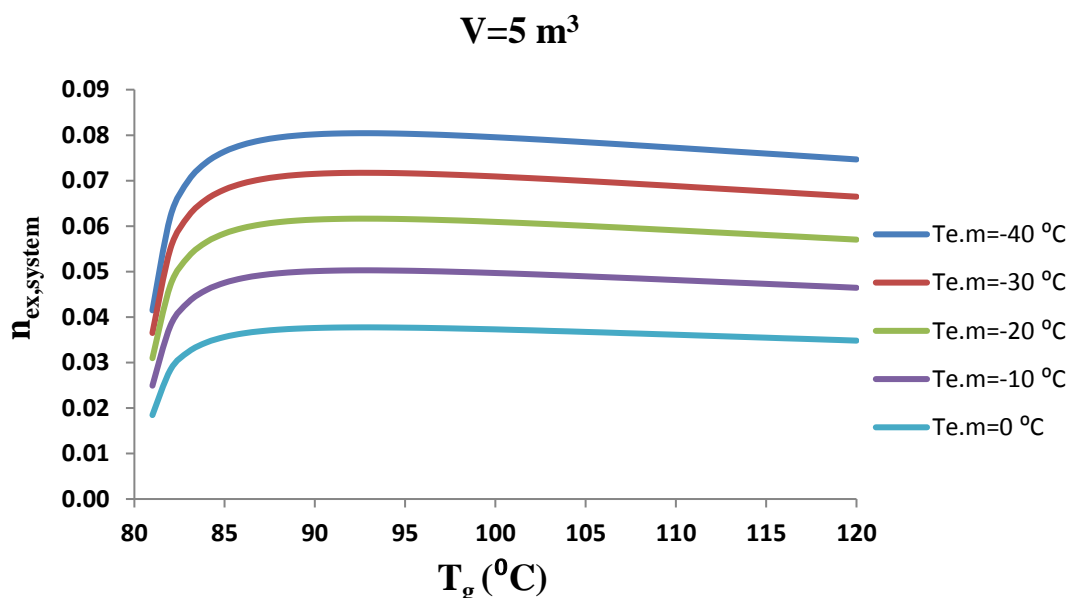
$$T_{h,in} = T_g \quad (6.2)$$

Κεφάλαιο 6: Αποτελέσματα

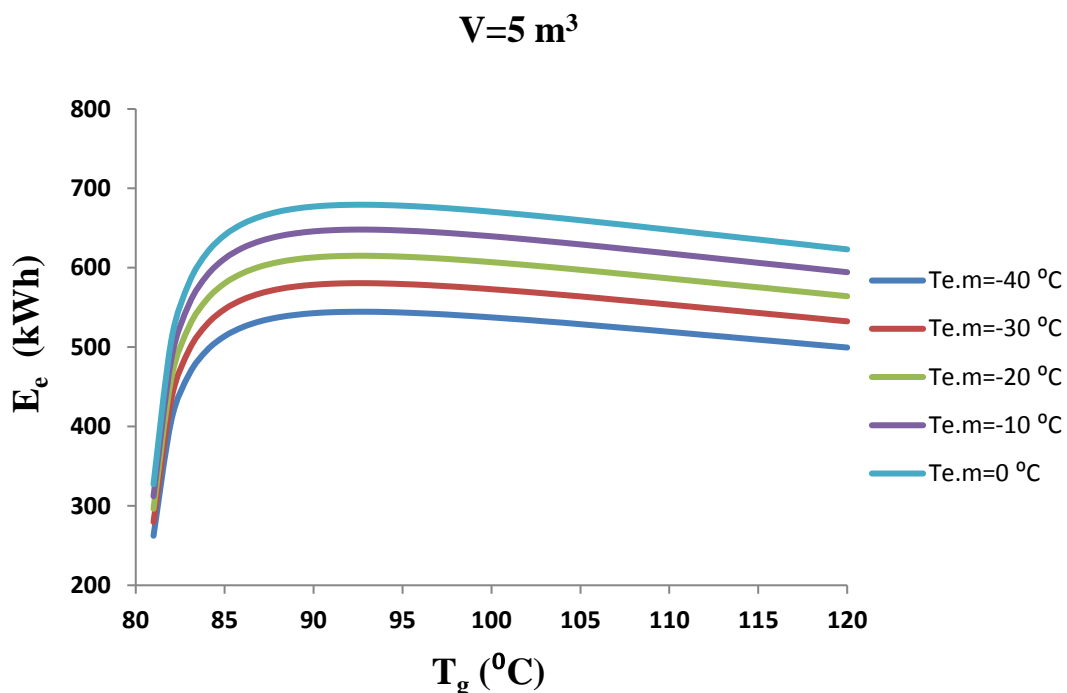
Παρακάτω παρατίθενται τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς SCOP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος, της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e της προαναφερθείσας περίπτωσης καθώς και τα διαγράμματα εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας του συνολικού συστήματος ψύξης.



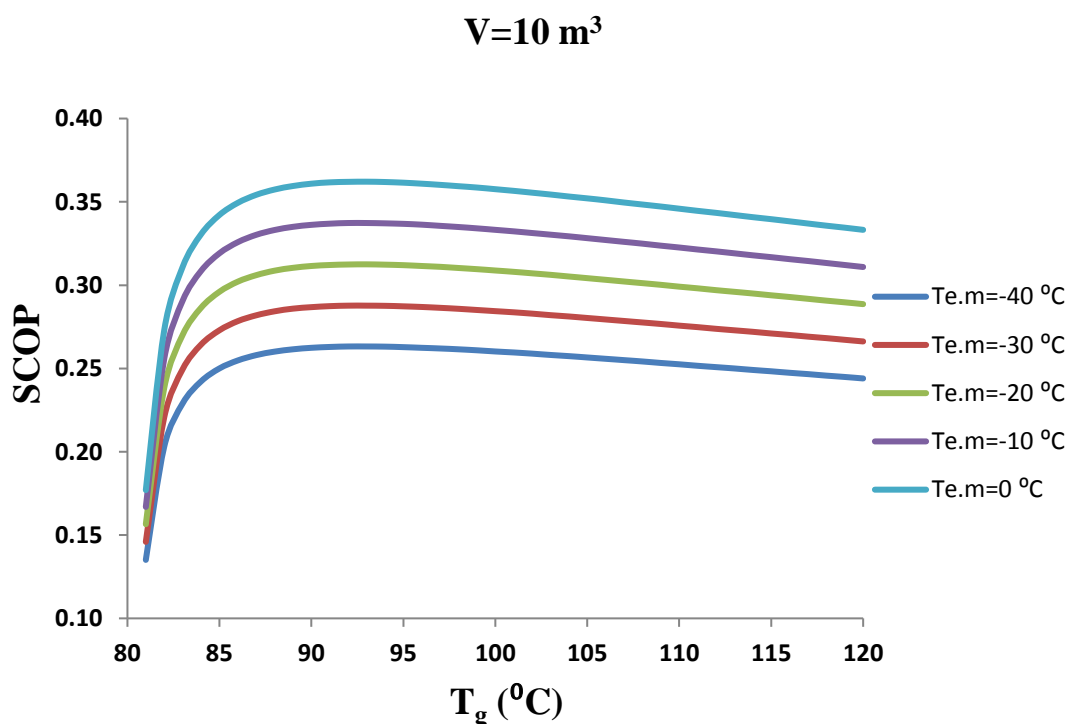
Διάγραμμα 6.49: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=5\text{m}^3$



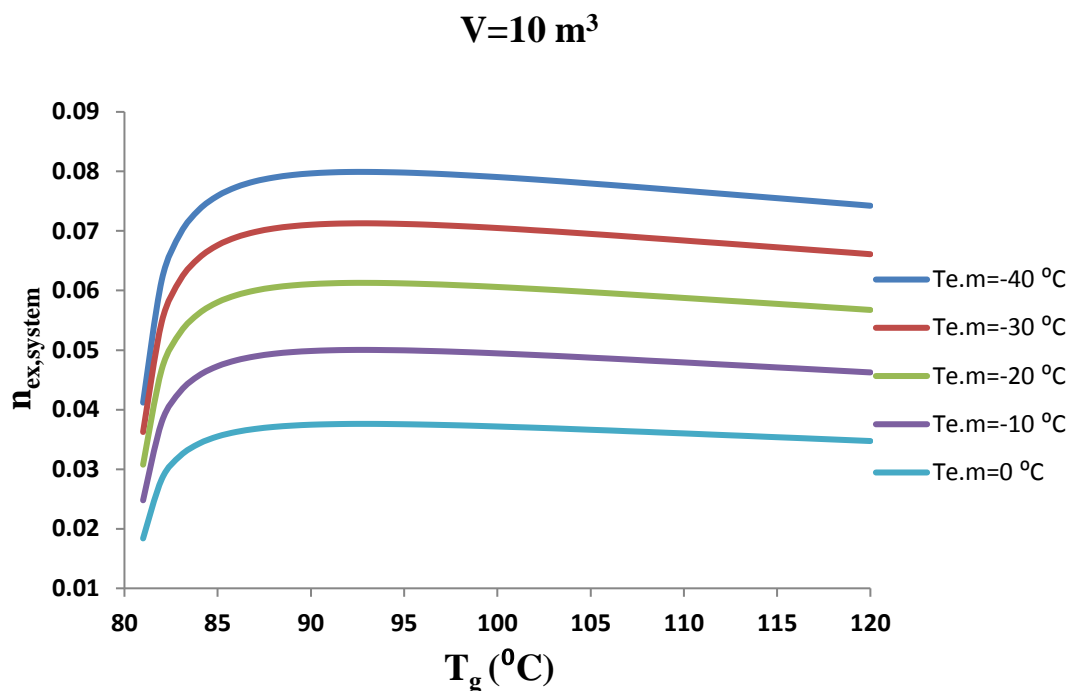
Διάγραμμα 6.50: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=5\text{m}^3$



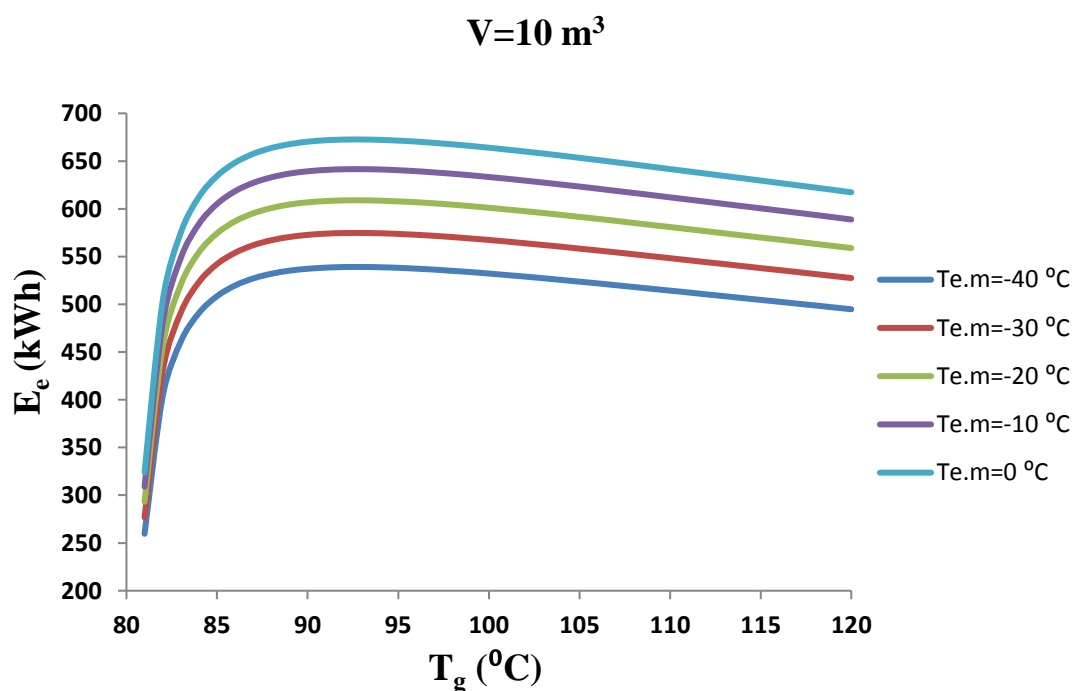
Διάγραμμα 6.51: Μεταβολή της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=5m^3$



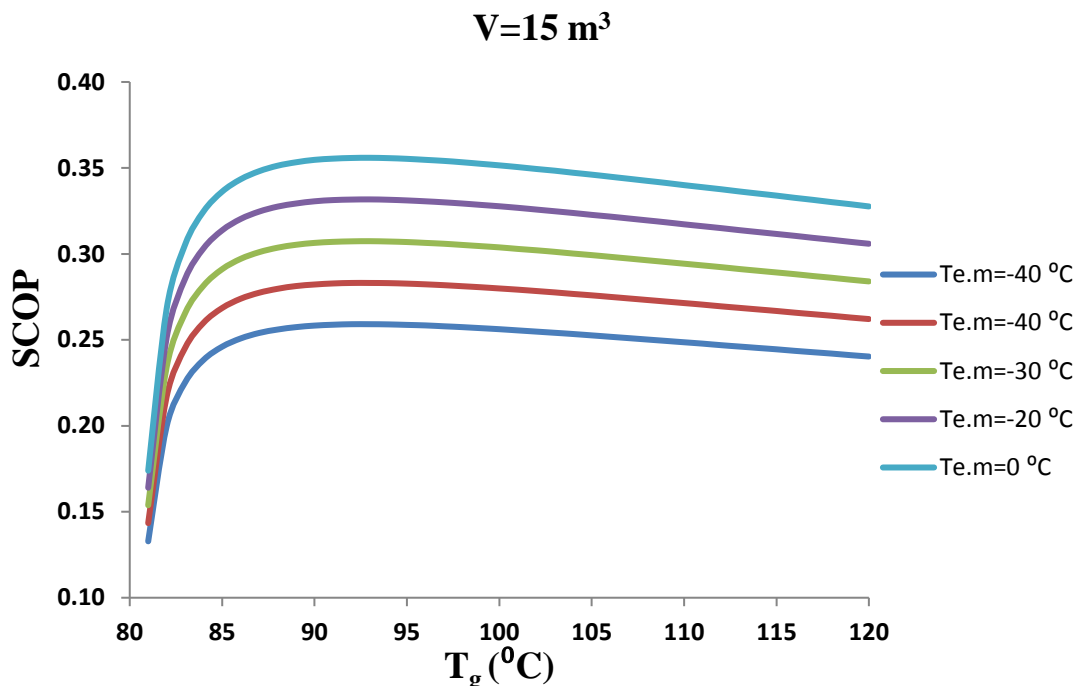
Διάγραμμα 6.52: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=10m^3$



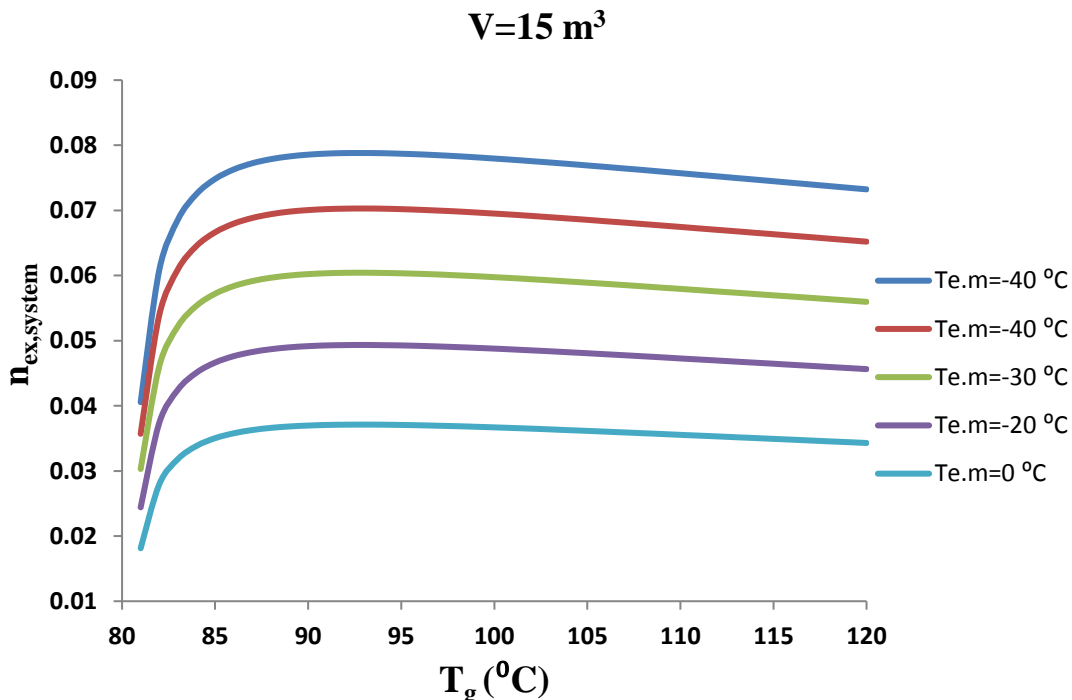
Διάγραμμα 6.53: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=10\text{m}^3$



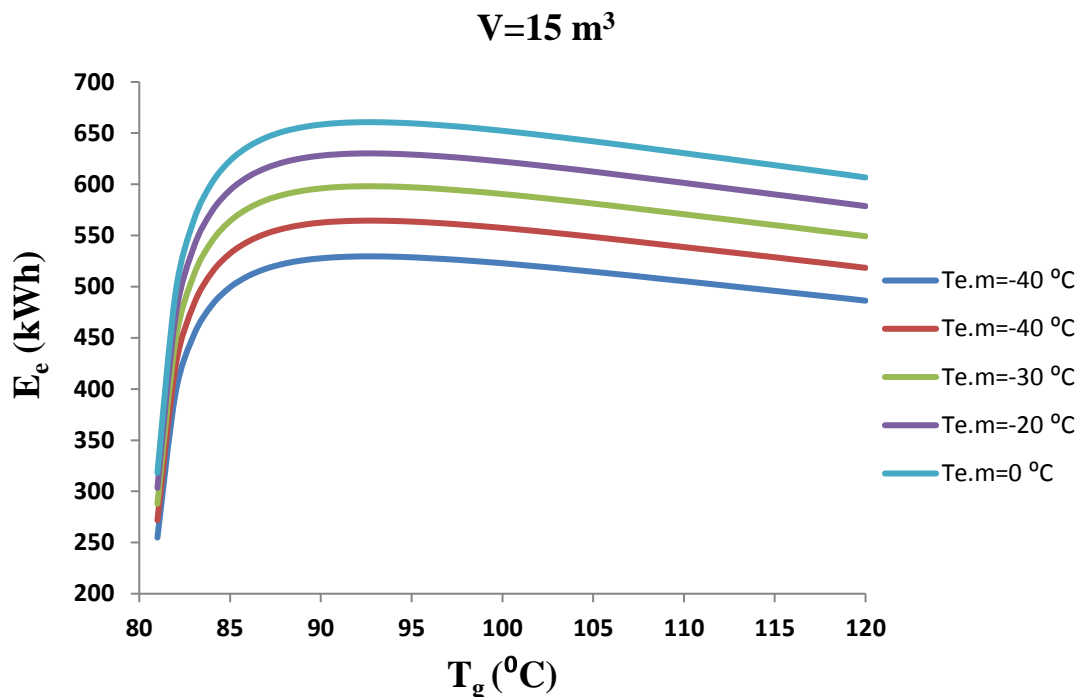
Διάγραμμα 6.54: Μεταβολή της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=10\text{m}^3$



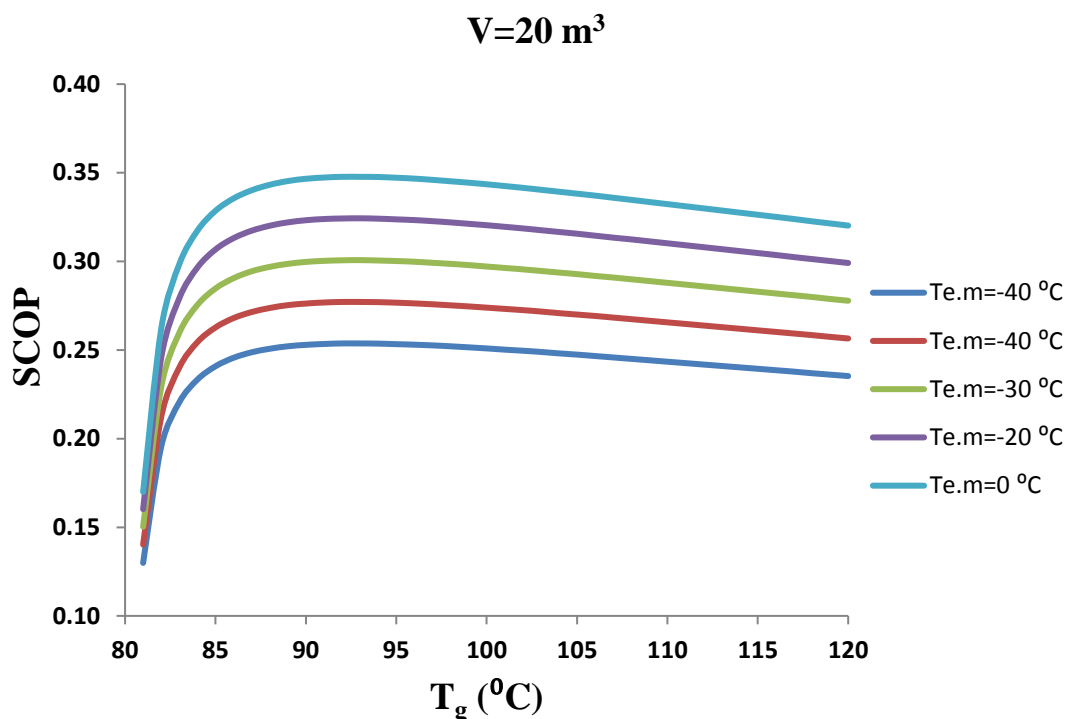
Διάγραμμα 6.55: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=15\text{m}^3$



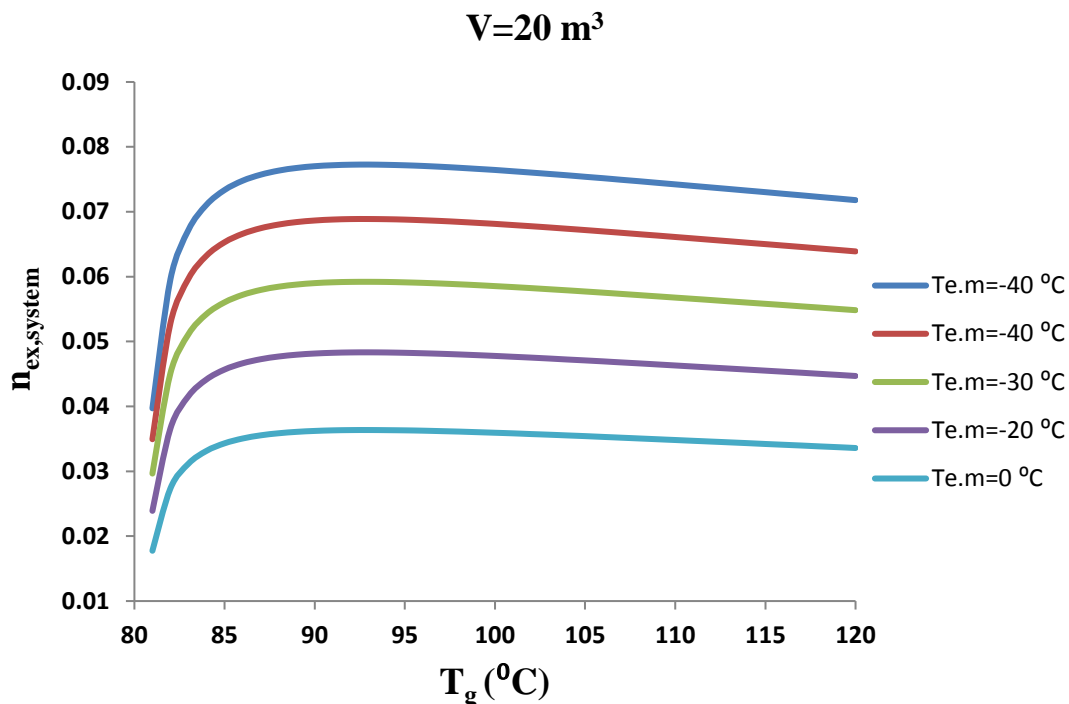
Διάγραμμα 6.56: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=15\text{m}^3$



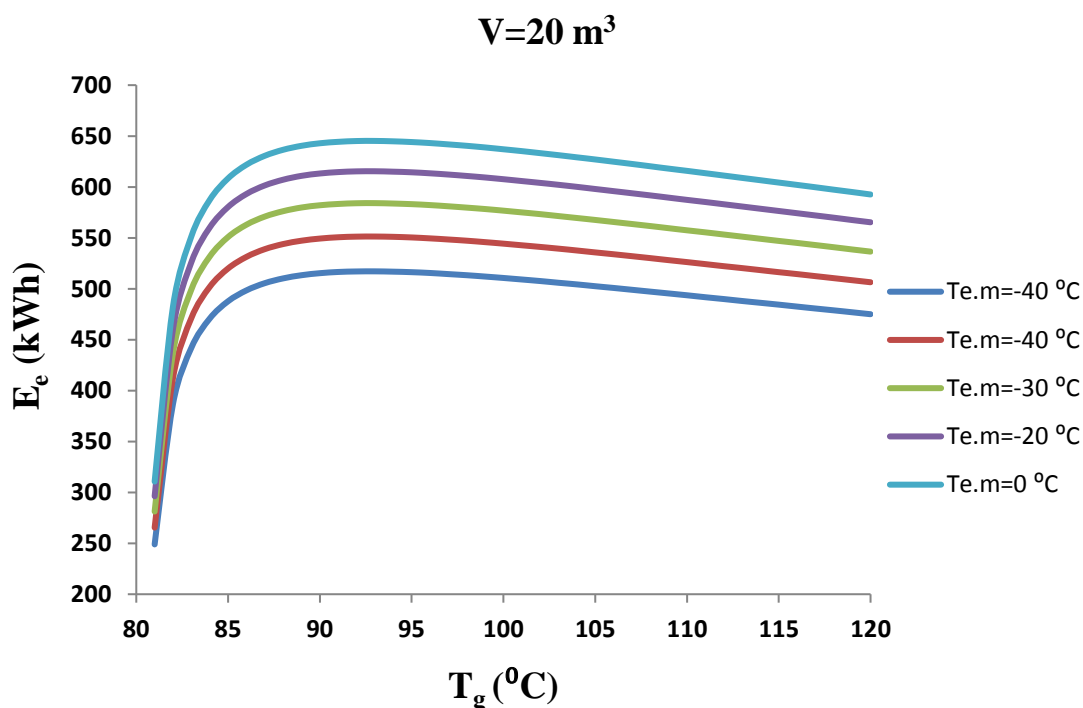
Διάγραμμα 6.57: Μεταβολή της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=15\text{m}^3$



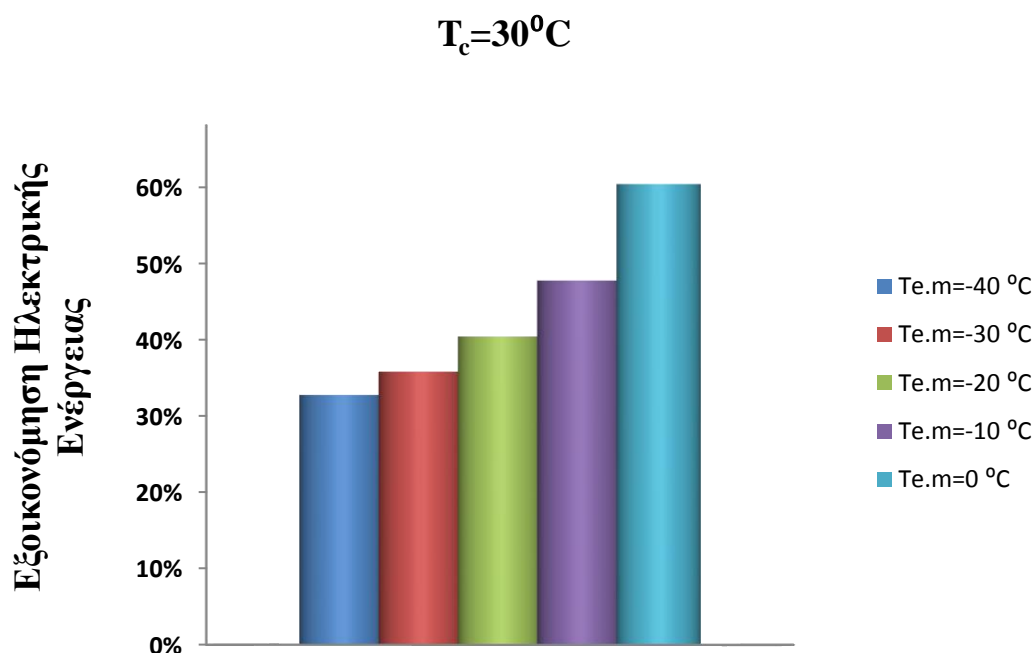
Διάγραμμα 6.58: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=20\text{m}^3$



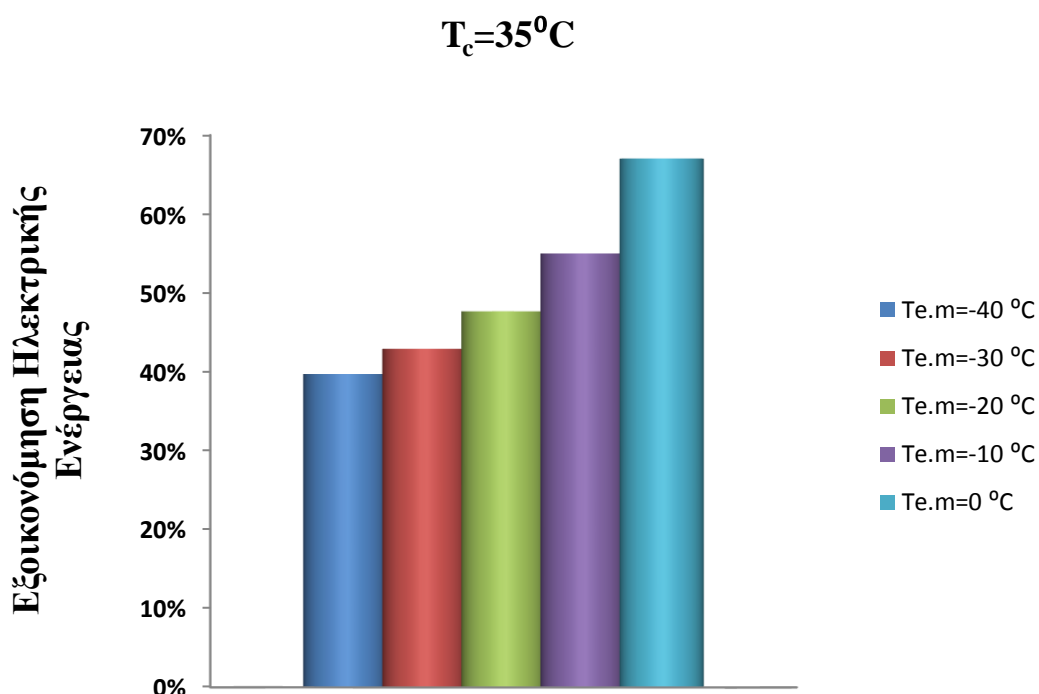
Διάγραμμα 6.59: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=20m^3$



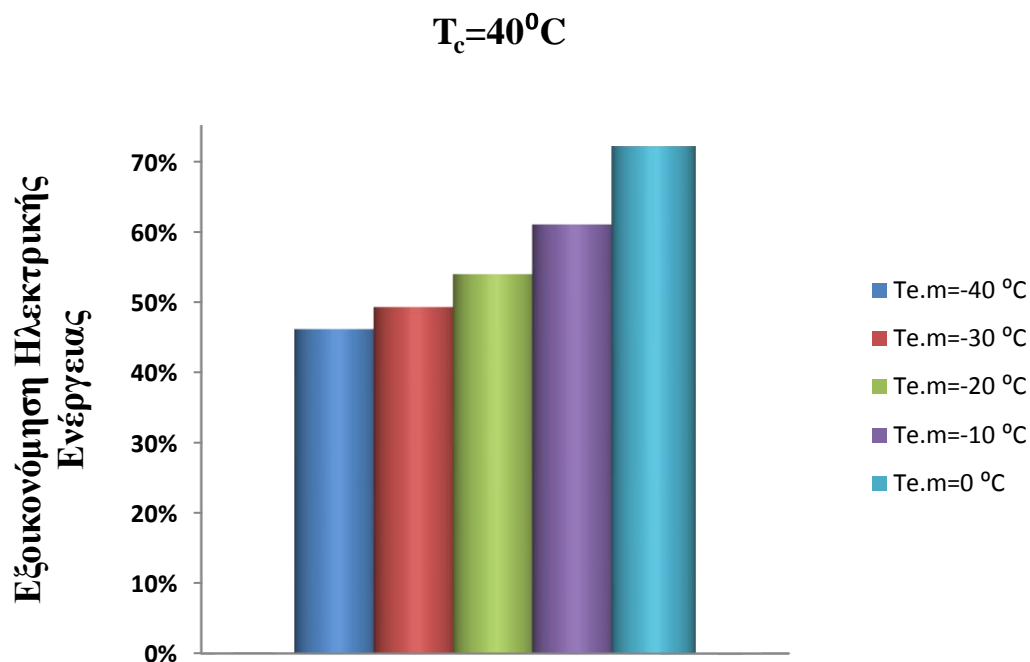
Διάγραμμα 6.60: Μεταβολή της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης $V=20m^3$



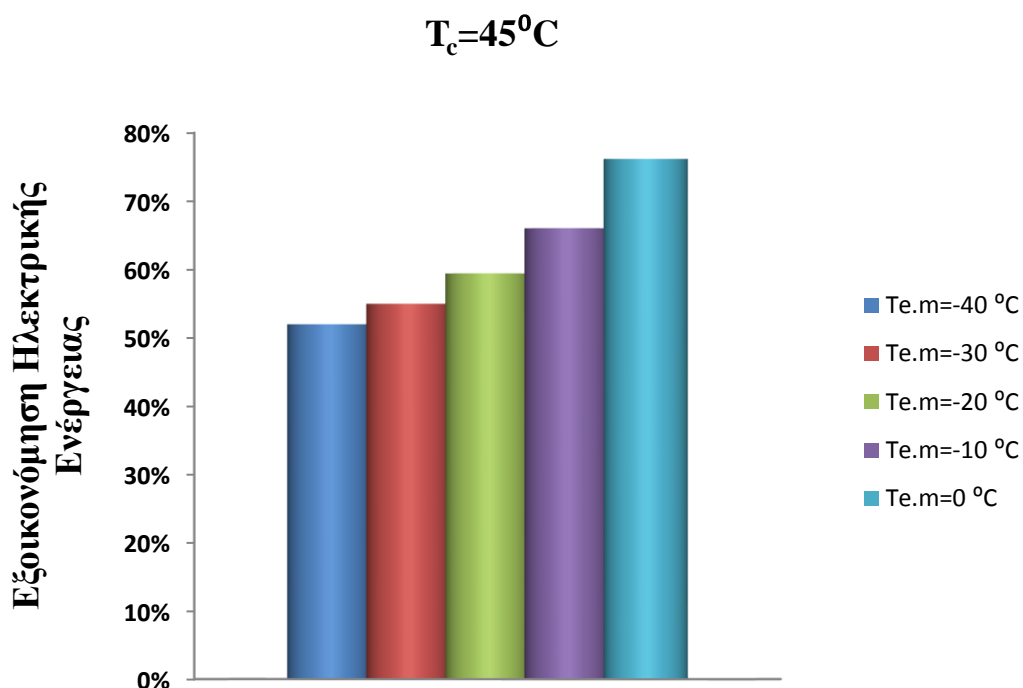
Διάγραμμα 6.61: Ποσοστό εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας από τη χρήση του συνολικού συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=30^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης



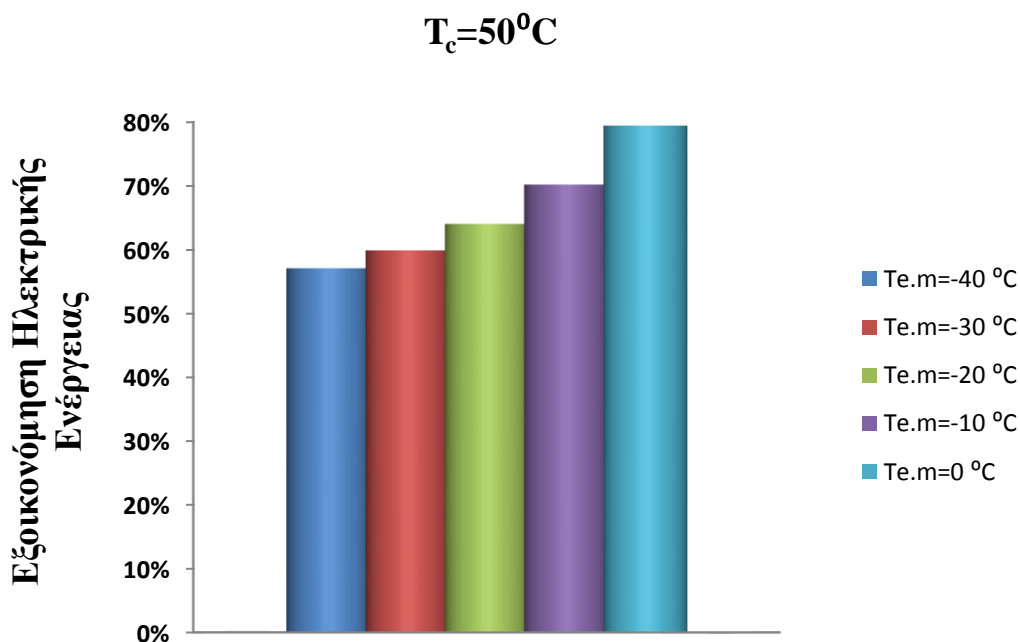
Διάγραμμα 6.62: Ποσοστό εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας από τη χρήση του συνολικού συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=35^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.63: Ποσοστό εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας από τη χρήση του συνολικού συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.64: Ποσοστό εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας από τη χρήση του συνολικού συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=45^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.65: Ποσοστό εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας από τη χρήση του συνολικού συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=50^{\circ}\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 6.49-6.65:

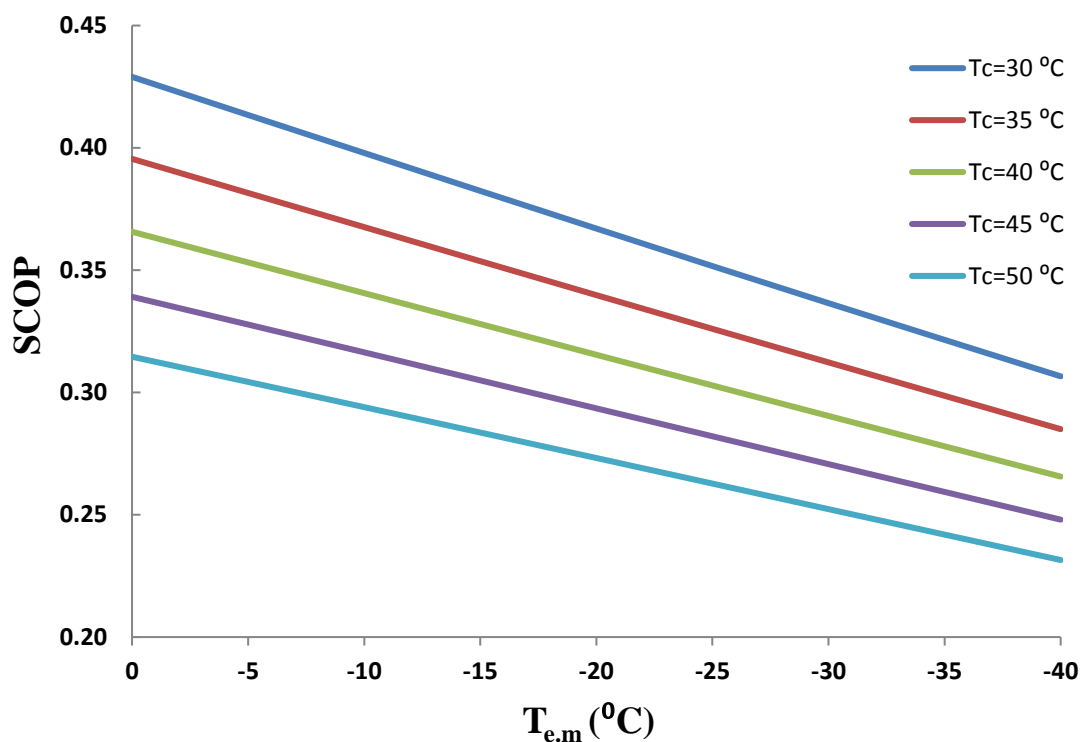
Από τα παραπάνω διαγράμματα αξίζει να τονιστεί ότι:

- Ο συντελεστής συμπεριφοράς SCOP , ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του $\eta_{ex,system}$ και η παραγωγή ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης, για διαφόρους όγκους της δεξαμενής αποθήκευσης, παρουσιάζουν ακριβώς την ίδια συμπεριφορά με μεταβολή των θερμοκρασιακών πεδίων του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης και του αναγεννητή. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αναγεννητή σταδιακά αρχίζουν να αυξάνονται μέχρι μία μέγιστη τιμή τους για μία συγκεκριμένη τιμή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και έπειτα από αυτή σταθεροποιούνται.
- Διατηρώντας σταθερή τη θερμοκρασία του αναγεννητή, για τους διάφορους όγκους της δεξαμενής αποθήκευσης, με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανική συμπίεσης $T_{e,m}$ παρατηρείται αύξηση στον συντελεστή συμπεριφοράς SCOP, στην παραγωγή ψυκτικής ενέργειας E_e ενώ αντίθετα μείωση στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης. Η αύξηση αυτή που παρατηρείται είναι σημαντικά εντονότερη στην εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας σε σχέση με την αντίστοιχη στον συντελεστή συμπεριφοράς και στην παραγωγή ψυκτικής ενέργειας.
- Η εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας είναι ανεξάρτητη από την μεταβολή της θερμοκρασίας του αναγεννητή T_g και από τον όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης. Παρατηρείται αύξηση στην εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος είτε με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του

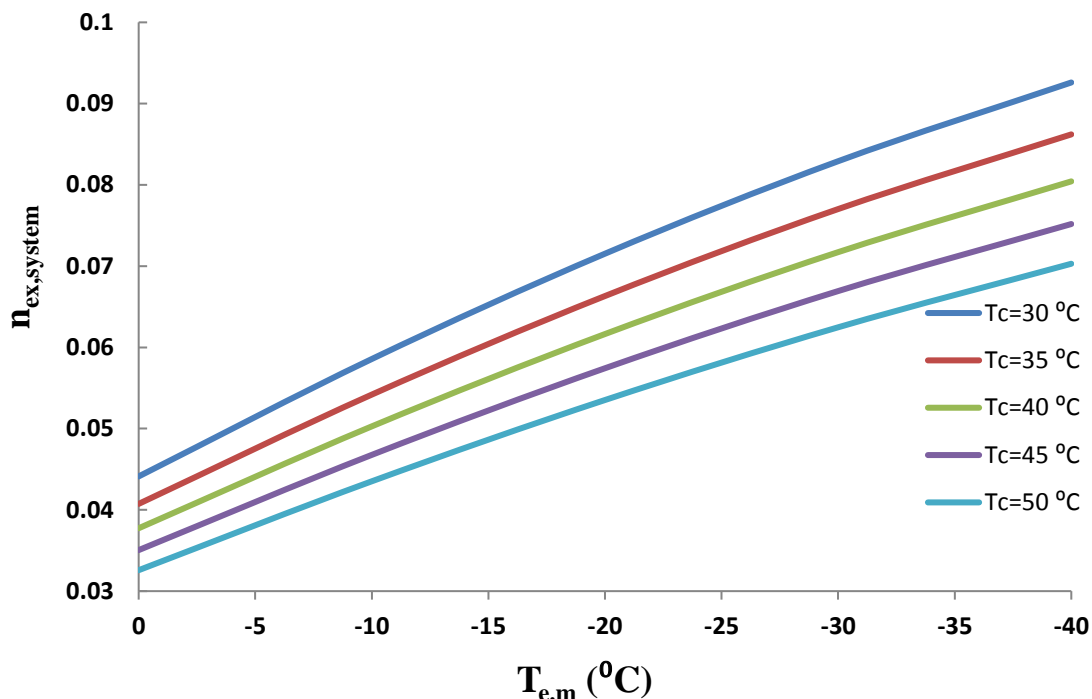
Κεφάλαιο 6: Αποτελέσματα

ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}$ ή με αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c του ψύκτη απορρόφησης για μία δεδομένη θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}$.

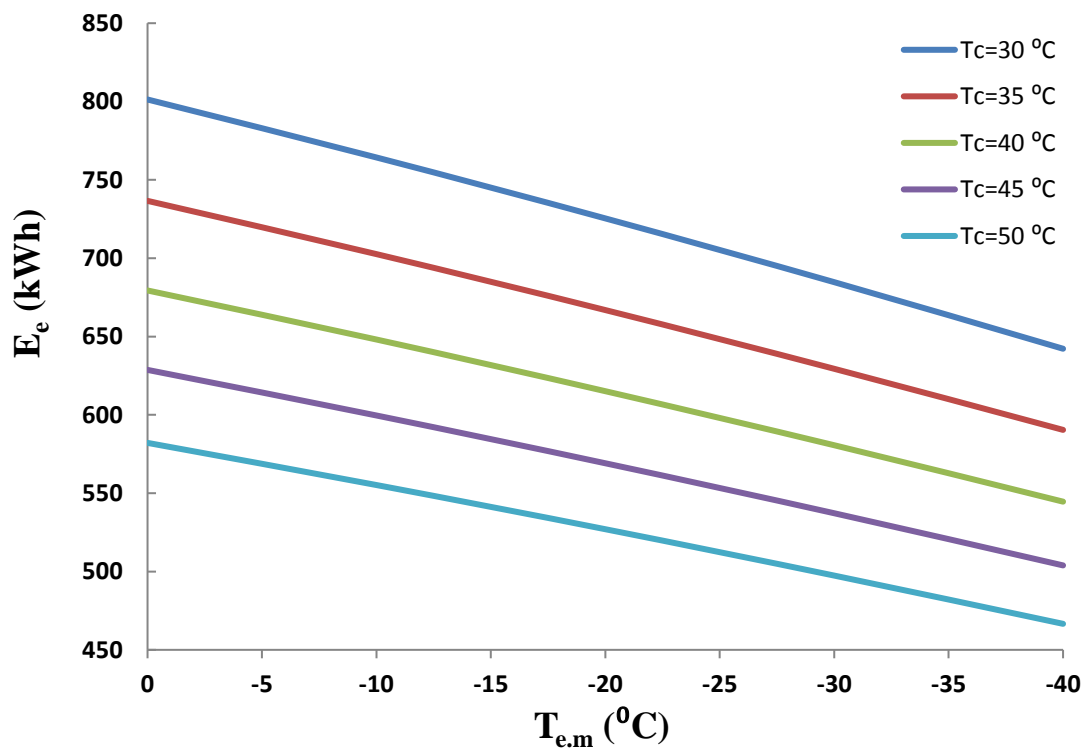
Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα του SCOP, του $\eta_{ex,system}$, της E_e και της εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας του συνολικού συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση τα οποία προέκυψαν με κριτήριο την βελτιστοποίηση του όγκου της δεξαμενής αποθήκευσης για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας.



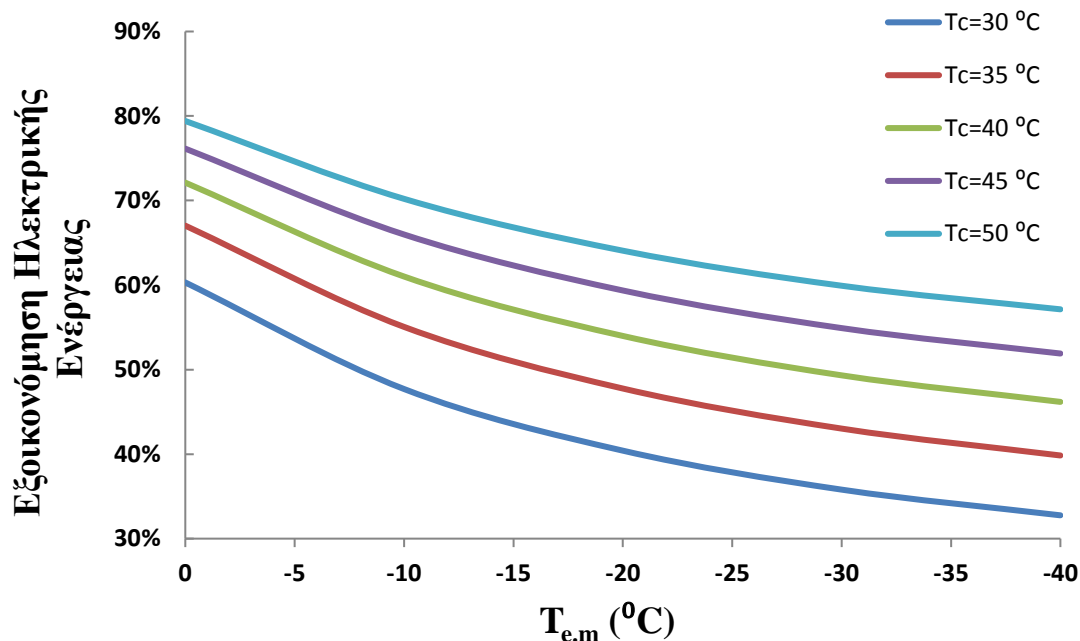
Διάγραμμα 6.66: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



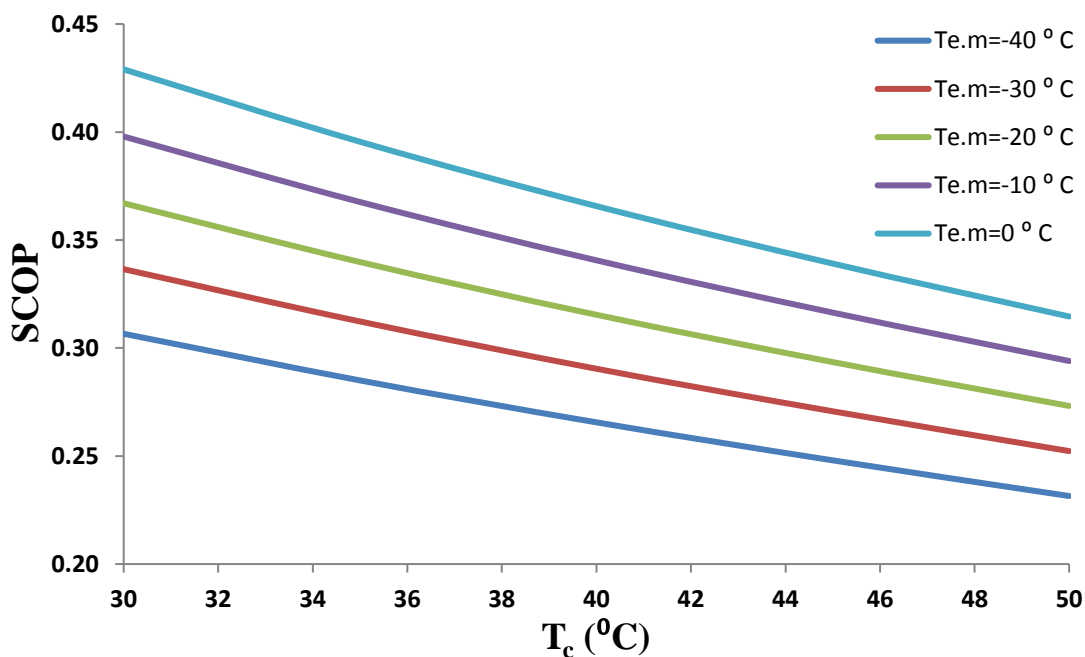
Διάγραμμα 6.67: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



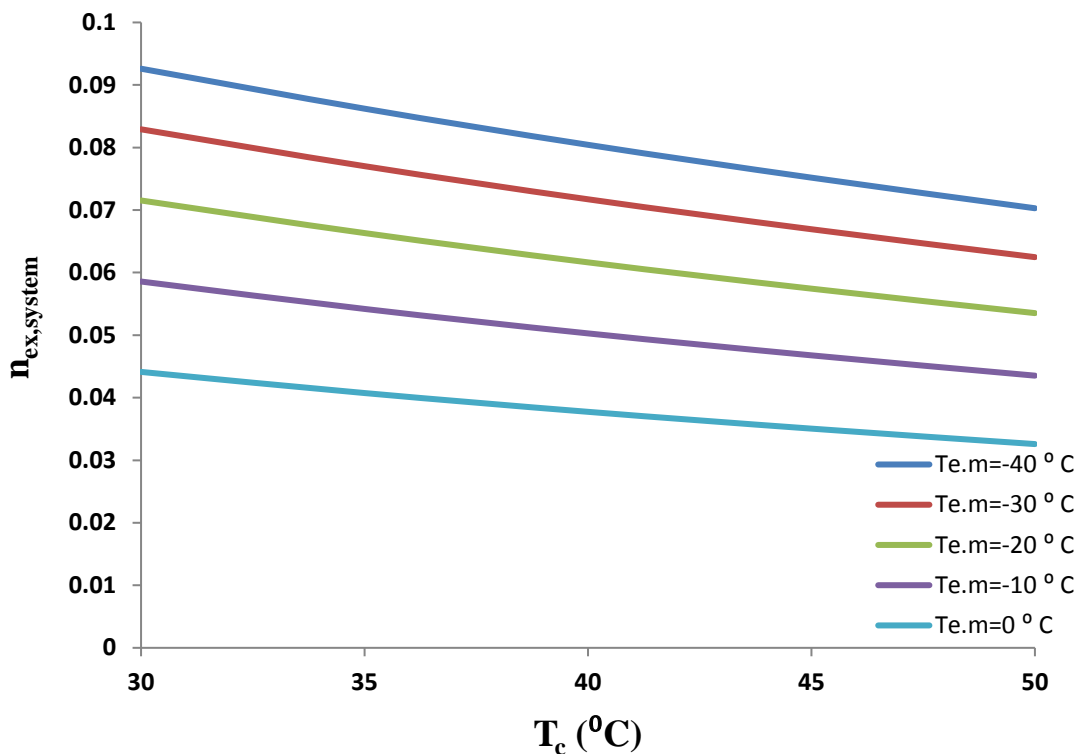
Διάγραμμα 6.68: Παραγωγή ψυκτικής ενέργειας E_e του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



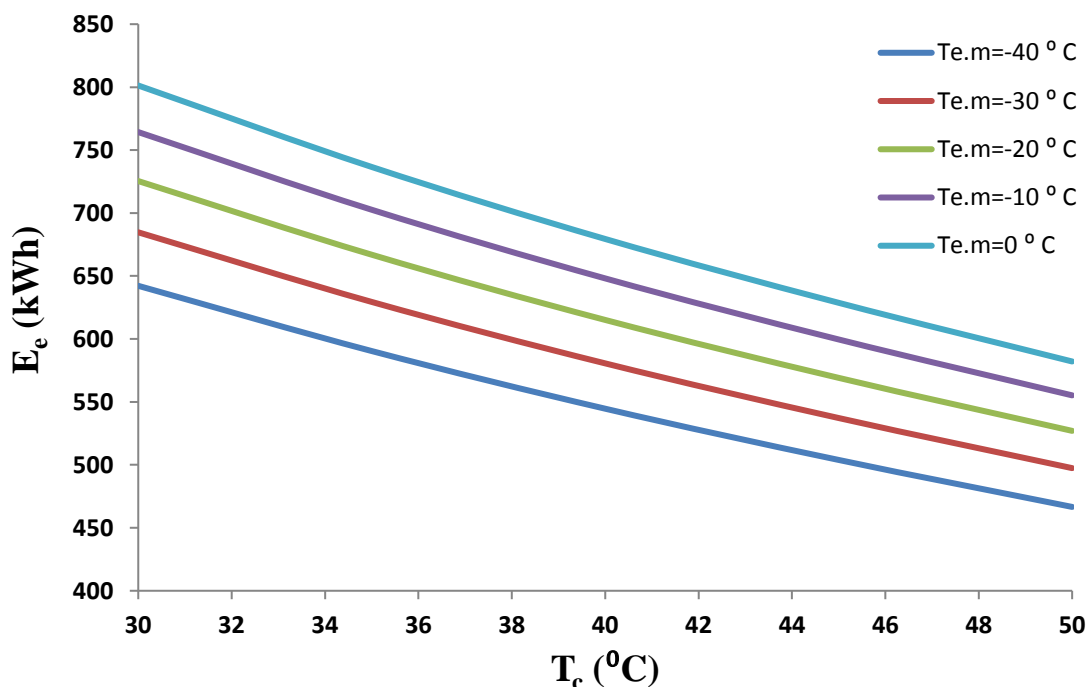
Διάγραμμα 6.69: Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας από τη χρήση του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης



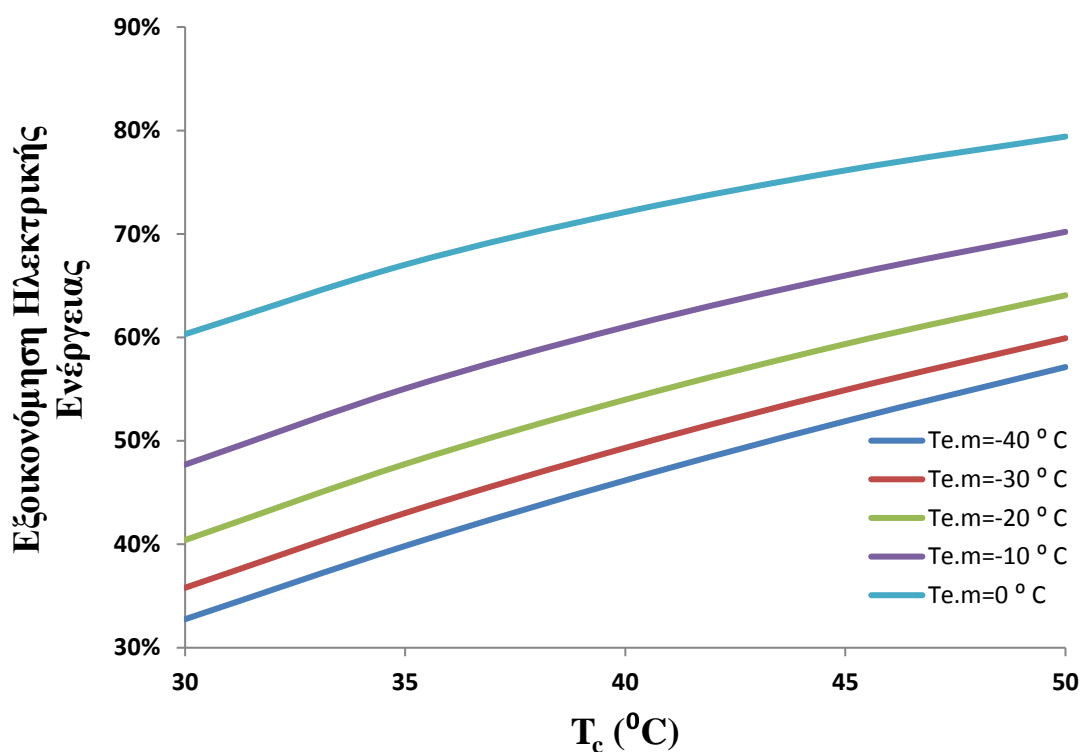
Διάγραμμα 6.70: Συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσεως της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.71: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.72: Παραγωγή ψυκτικής ενέργειας E_e του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.73: Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας από τη χρήση του βέλτιστου συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσεως της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 6.66-6.73:

Από τα παραπάνω διαγράμματα αξίζει να τονιστεί ότι:

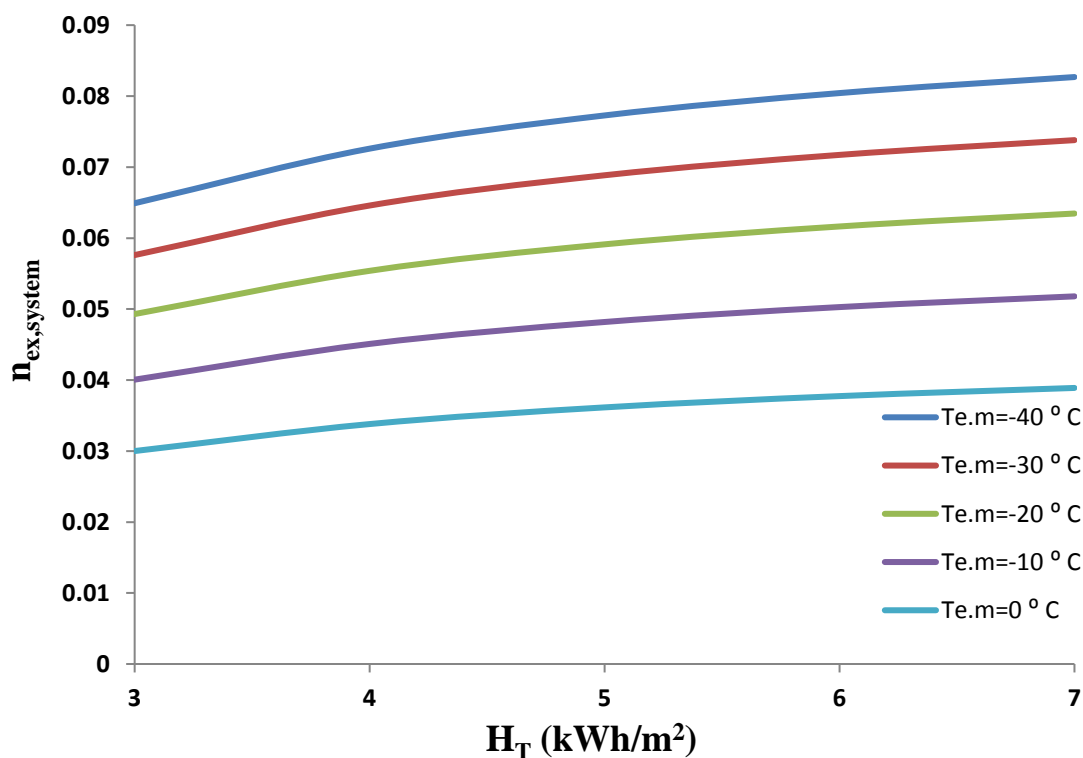
- Διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης παρατηρείται μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος ψύξης ενώ αντίθετα παρατηρείται αύξηση του συντελεστού συμπεριφοράς, της παραγόμενης ψυκτικής ενέργειας και στην εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας.
- Διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης διαπιστώνεται ότι με αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης παρατηρείται μείωση του συντελεστού συμπεριφοράς του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και της παραγόμενης ψυκτικής ενέργειας ενώ αντίθετα παρατηρείται αύξηση στην εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας.
- Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η επίδραση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή είναι πιο έντονη στην εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας σε σχέση με τα υπόλοιπα μεγέθη.

Τέλος είναι άξιο αναφοράς ότι:

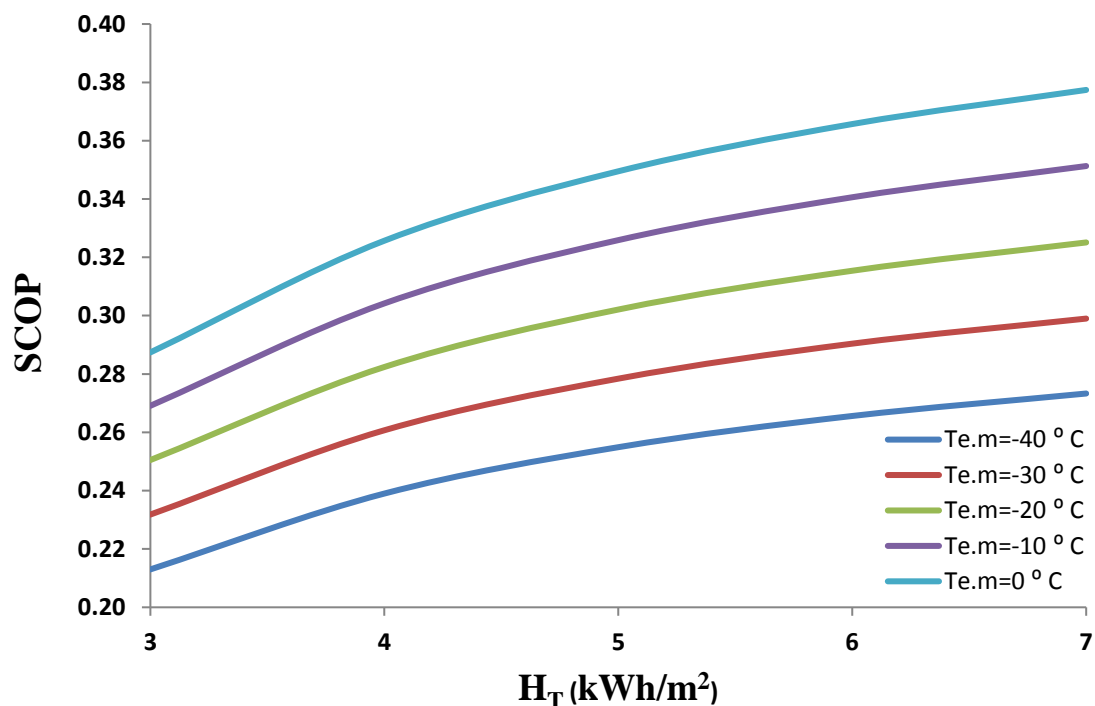
Κεφάλαιο 6: Αποτελέσματα

- Μελετήθηκε παραμετρικά η επίδραση της μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T από 3kWh/m^2 έως 7kWh/m^2 για την συγκεκριμένη περίπτωση όπου $V=5\text{m}^3$, $T_{e,m}=-40^\circ\text{C} \div 0^\circ\text{C}$ και $T_c=40^\circ\text{C}$. Ακολουθώς παρουσιάζονται τα διαγράμματα των μεγεθών $SCOP$, $\eta_{ex,system}$, E_e συναρτήσει των παραπάνω παραμετρικών μεγεθών
- ❖ Μελετήθηκε παραμετρικά η επίδραση της μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T από 3kWh/m^2 έως 7kWh/m^2 για την περίπτωση όπου $V=5\text{m}^3$, $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_g=93^\circ\text{C}$ με δεδομένο ότι η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή την στιγμή που ξεκινά η δυναμική προσομοίωση του συστήματος είναι $T_{h,in}=T_g$. Ακολουθώς παρατίθενται τα διαγράμματα των μεγεθών $T_{h,in}$, P_{el} , E_e , G_T και Q_{solar} συναρτήσει της χρονικής διάρκειας της δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος ($N_h=12$ hours)

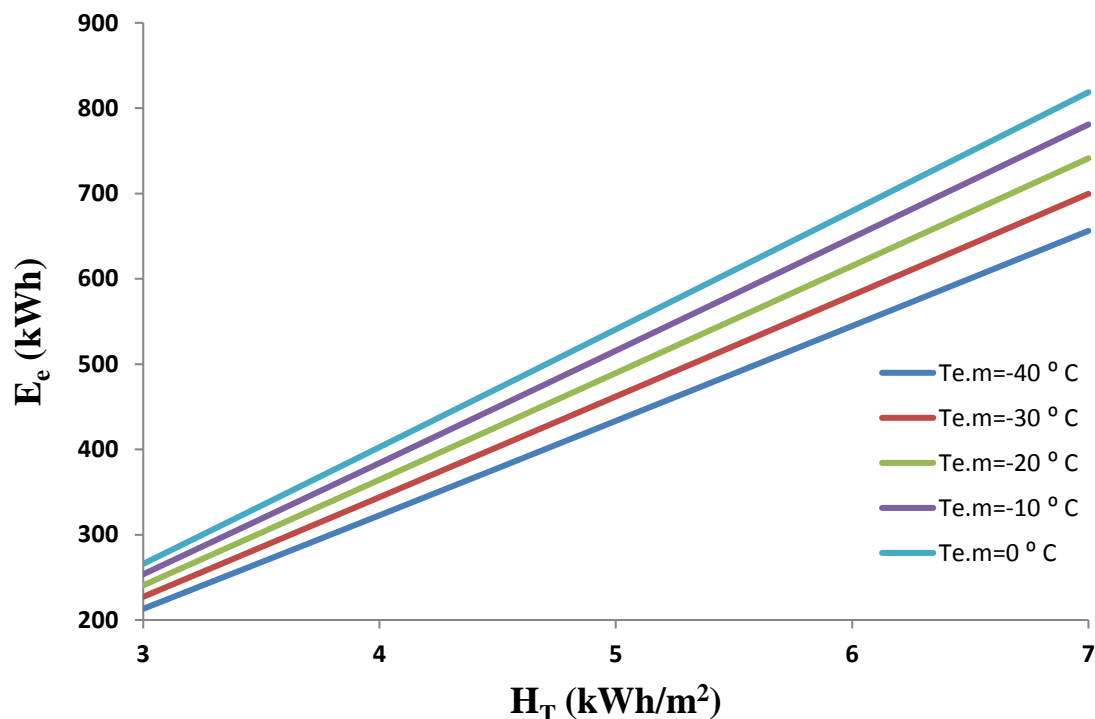
1^η Περίπτωση:



Διάγραμμα 6.74: Μεταβολή εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης



Διάγραμμα 6.75: Μεταβολή συντελεστού συμπεριφοράς SCOP του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης

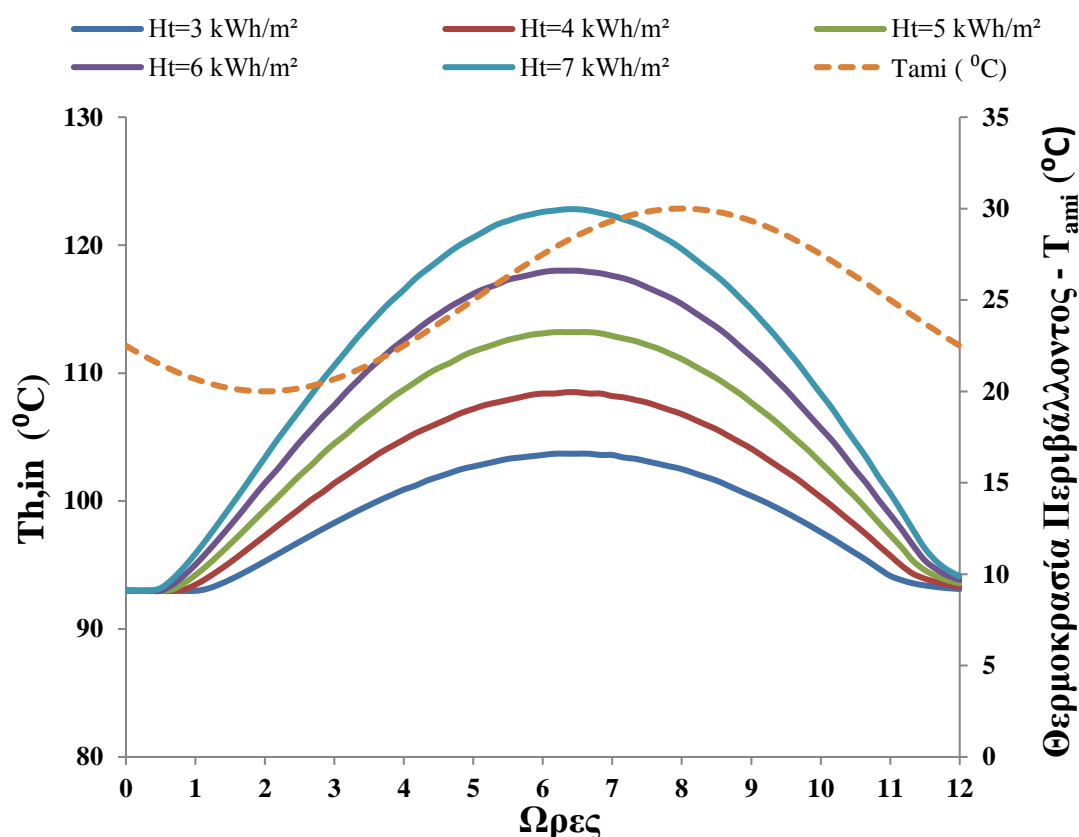


Διάγραμμα 6.76: Μεταβολή παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση συναρτήσει μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης

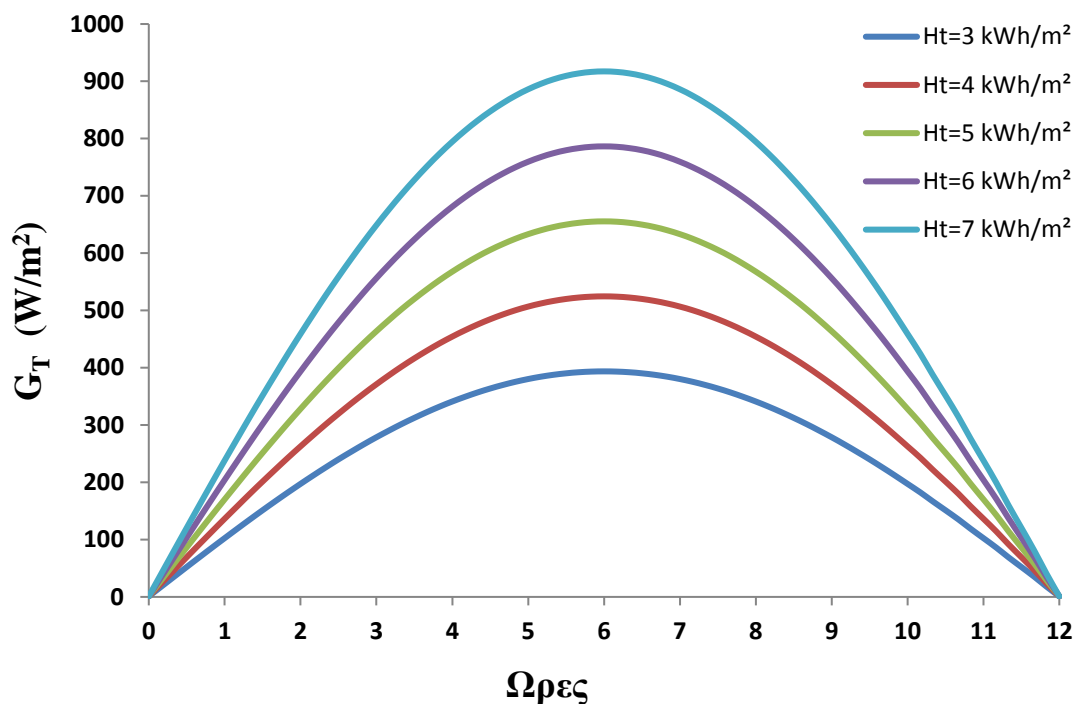
Σχολιασμός Διαγραμμάτων 6.74-6.76:

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι η αύξηση της μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T συνεπάγεται ταυτόχρονη αύξηση του συντελεστού συμπεριφοράς SCOP, του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ και της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης. Όπως έχει προαναφερθεί και σε προηγούμενο σχολιασμό διαγραμμάτων η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης οδηγεί σε ταυτόχρονη αύξηση του συντελεστού συμπεριφοράς SCOP και της παραγωγής ψυκτικής ενέργειας E_e ενώ αντίθετα σε μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης κάτι το οποίο αποτυπώνεται και στα παρουσιαζόμενα διαγράμματα. Τέλος είναι σημαντικό να τονιστεί ότι η επίδραση της αύξησης της μέσης ημερήσιας ολικής ακτινοβολίας H_T είναι σημαντικά εντονότερη στην παραγωγή ψυκτικής ενέργειας E_e , σε σχέση με την αντίστοιχη επίδραση στο συντελεστή συμπεριφοράς SCOP και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος, της οποίας η μεγιστοποίηση αποτέλεσε το βασικό κριτήριο ως προς την βελτιστοποίηση του συστήματος ψύξης σε ημερήσια δυναμική προσομοίωση που μελετήθηκε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

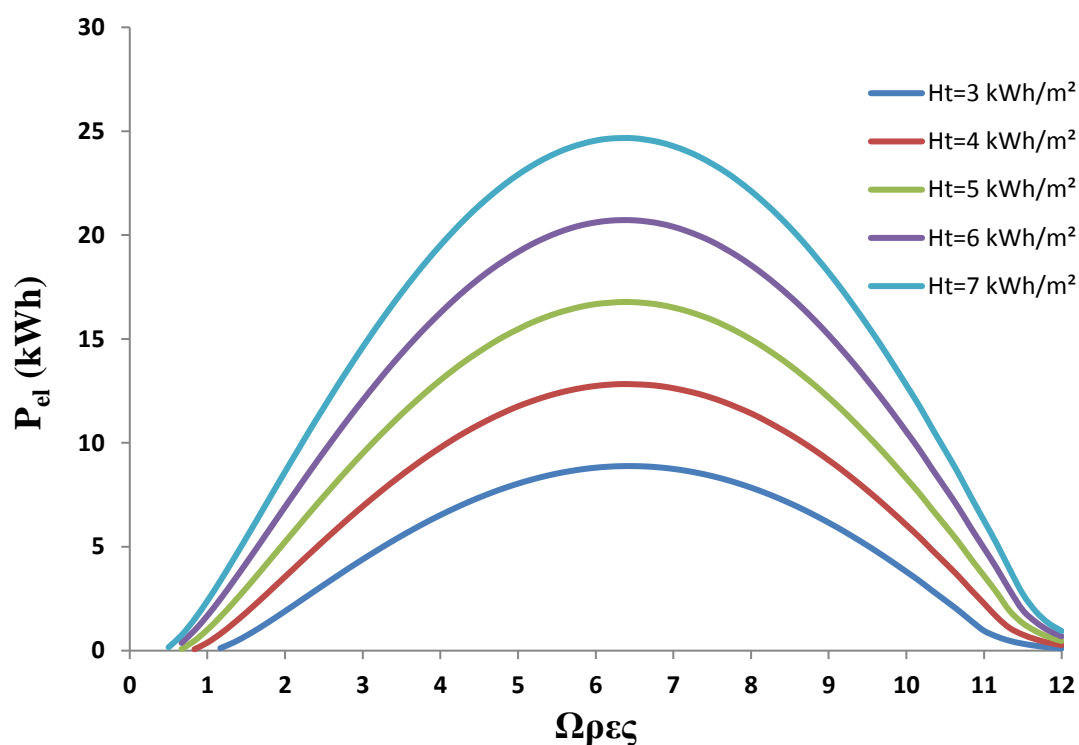
2^η Περίπτωση:



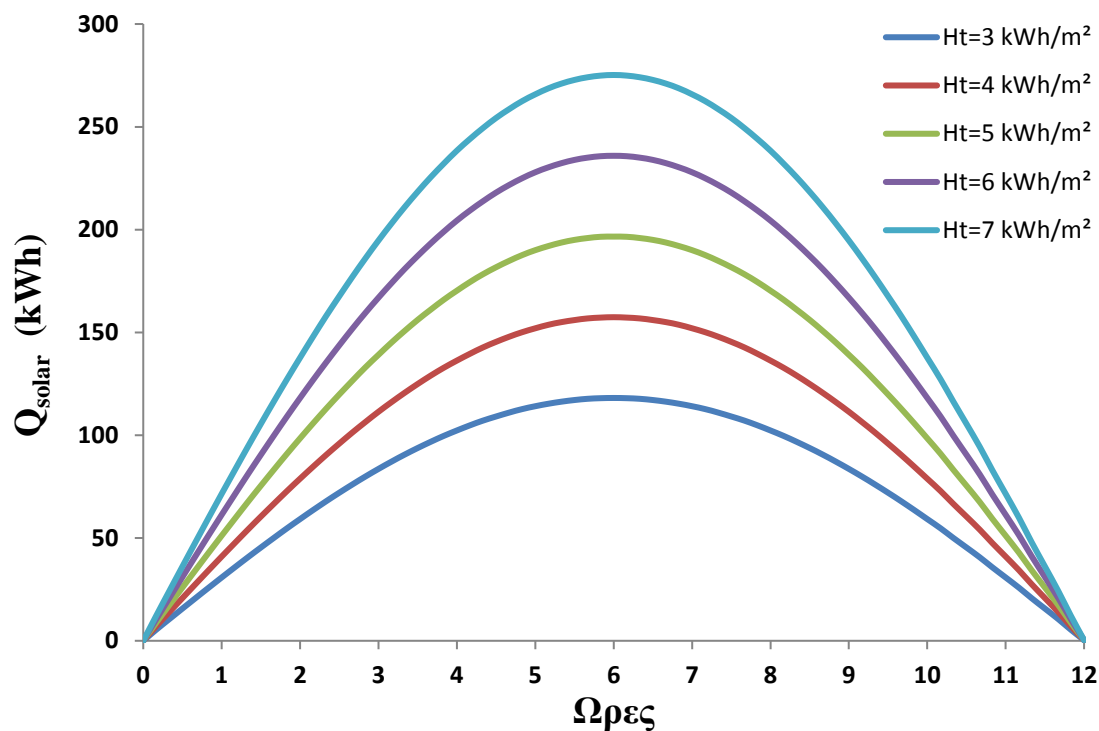
Διάγραμμα 6.77: Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου της δεξαμενής αποθήκευσης $T_{h,in}$ του συστήματος ψύξης και της μέσης θερμοκρασίας του περιβάλλοντος T_{ami} συναρτήσει της μέσης ημερήσιας ηλιακής ακτινοβολίας H_T κατά τη διάρκεια των 12 ωρών της ημερήσιας δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος



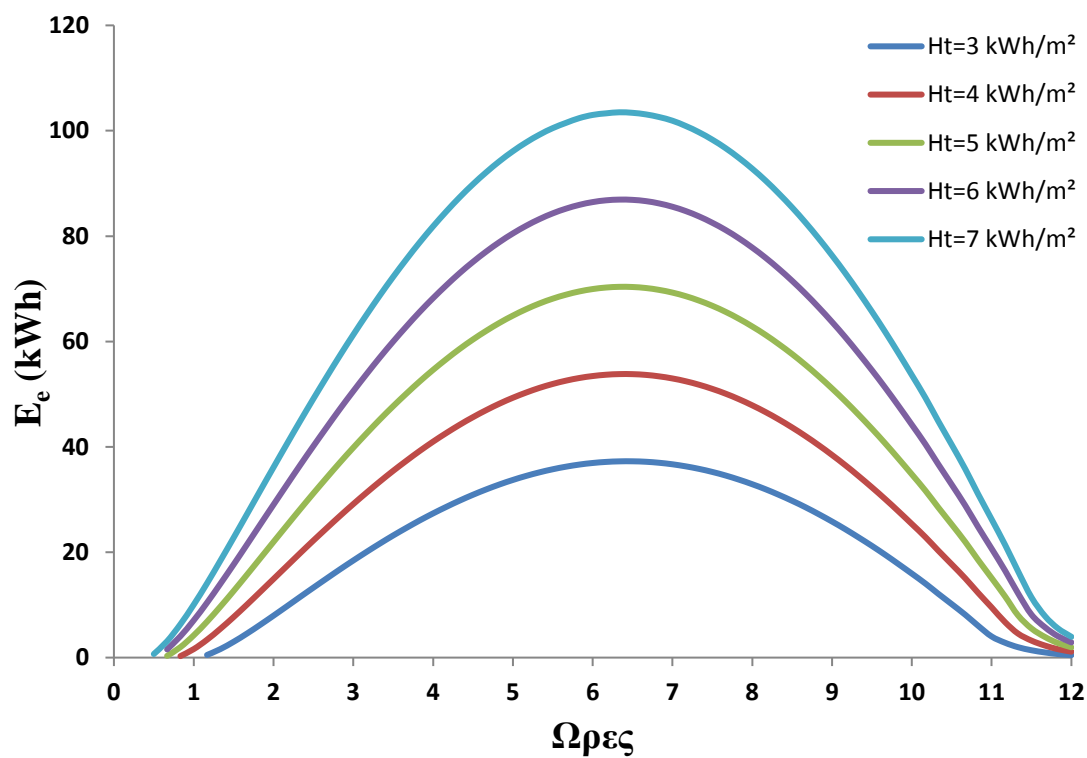
Διάγραμμα 6.78: Μεταβολή της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T συναρτήσει της μέσης ημερήσιας ηλιακής ακτινοβολίας H_T κατά τη διάρκεια των 12 ωρών της ημερήσιας δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος



Διάγραμμα 6.79: Μεταβολή της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας P_{el} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της μέσης ημερήσιας ηλιακής ακτινοβολίας H_T κατά τη διάρκεια των 12 ωρών της ημερήσιας δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος



Διάγραμμα 6.80: Μεταβολή της διαθέσιμης προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στο επίπεδο των συλλεκτών Q_{solar} του συστήματος ψύξης συναρτήσει της μέσης ημερήσιας ηλιακής ακτινοβολίας H_T κατά τη διάρκεια των 12 ωρών της ημερήσιας δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος



Διάγραμμα 6.81: Μεταβολή της παραγόμενης ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης συναρτήσει της μέσης ημερήσιας ηλιακής ακτινοβολίας H_T κατά τη διάρκεια των 12 ωρών της ημερήσιας δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος

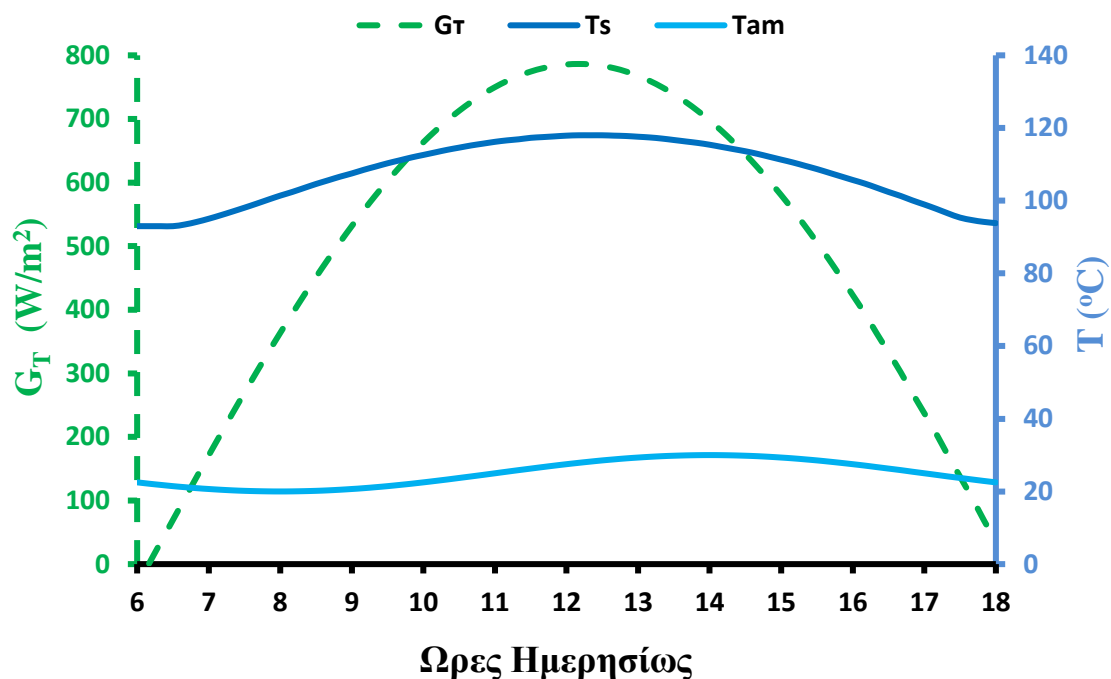
Συγολιασμός Διαγραμμάτων 6.77-6.81:

Από τα παραπάνω διαγράμματα αξίζει να αναφερθεί ότι αύξηση της μέσης ημερήσιας ηλιακής ακτινοβολίας H_T συνεπάγεται:

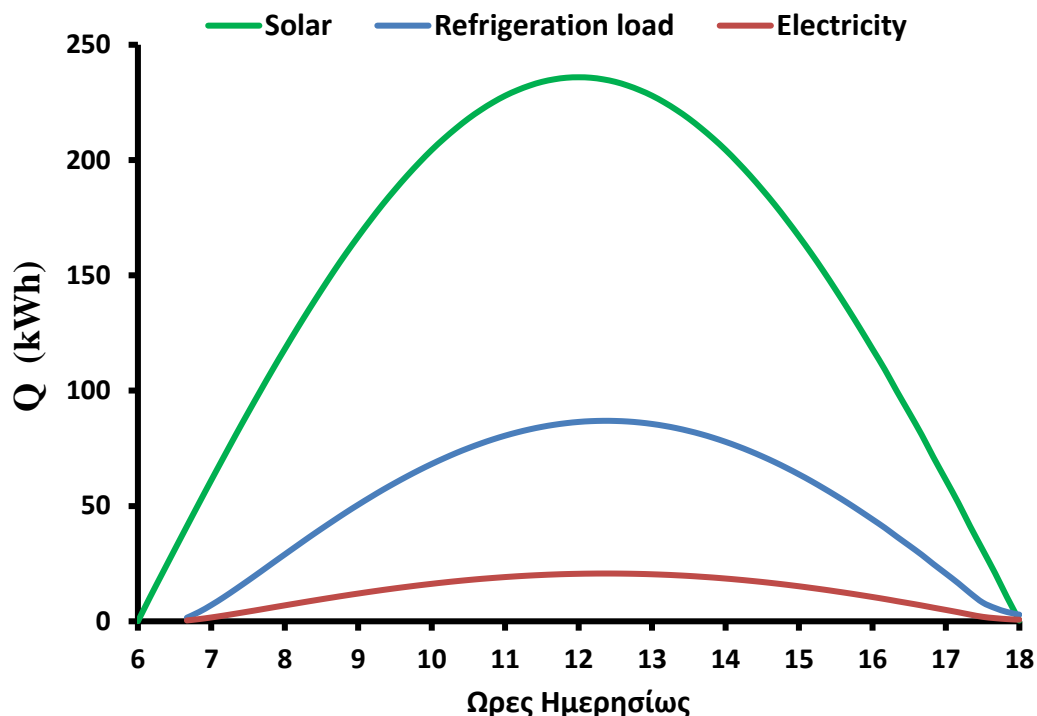
- ❖ Αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου στην δεξαμενή αποθήκευσης $T_{h,in}$ (ομοίως επιφέρεται αύξηση στην θερμοκρασία εισόδου του αναγεννητή εφόσον όπως προαναφέρθηκε έχει χρησιμοποιηθεί η παραδοχή ότι οι δύο αυτές θερμοκρασίες είναι ίσες)
- ❖ Αύξηση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας G_T
- ❖ Αύξηση της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας P_{el} του συστήματος ψύξης
- ❖ Αύξηση της διαθέσιμης προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στο επίπεδο των συλλεκτών Q_{solar} του συστήματος ψύξης
- ❖ Αύξηση της παραγόμενης ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης

Τέλος χρήζει εξήγησης το μέγιστο σημείο που παρατηρείται σε καθένα από τα παραπάνω διαγράμματα και το οποίο εντοπίζεται ύστερα από 6 ώρες δυναμικής προσομοίωσης τους συστήματος. Η ημερήσια δυναμική προσομοίωση του συστήματος ψύξης που μελετήθηκε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας πραγματοποιήθηκε για το χρονικό διάστημα των 12 ωρών (από της 06:00 π.μ έως της 18:00 μ.μ). Συνεπώς μετά από τις 6 πρώτες ώρες δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος δηλαδή στις 12:00 μ.μ συναντάται η μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία γεγονός στο οποίο οφείλεται η ύπαρξη μεγίστου σημείου στα παραπάνω παρουσιαζόμενα διαγράμματα.

Σε αυτό το σημείο, θα ήταν χρήσιμο να παρουσιάσουμε αποτελέσματα σχετικά με τη λειτουργία του συστήματος κατά τη διάρκεια της ημέρας. Αναλύεται η αντιπροσωπευτική περίπτωση με θερμοκρασία συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης ίση με $T_c=40^\circ\text{C}$ και με θερμοκρασία ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ίση με $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$. Το σχήμα 6.78 δείχνει την ημερήσια διακύμανση της ηλιακής ακτινοβολίας, της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και της μέσης θερμοκρασίας της δεξαμενής αποθήκευσης. Η θερμοκρασία μέσα στη δεξαμενή αποθήκευσης κυμαίνεται από 94°C έως 118°C κατά τη διάρκεια της ημέρας και μεγιστοποιείται περίπου 40 λεπτά μετά το ηλιακό μεσημέρι (12:40). Το σχήμα 6.79 απεικονίζει την προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια, την παραγωγή ψύξης, καθώς και την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κατά τη διάρκεια της ημέρας. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η λειτουργία του ψυγείου ξεκινά 50 λεπτά (6:50) μετά την ανατολή και παρουσιάζει μέγιστη απόδοση 40 λεπτά μετά το ηλιακό μεσημέρι (12:40). Η λειτουργία του συστήματος σταματά στο ηλιοβασίλεμα (18:00).



Διάγραμμα 6.82: Ημερήσια διακύμανση της ηλιακής ακτινοβολίας (G_T), της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (T_{am}) και της μέσης θερμοκρασίας της δεξαμενής αποθήκευσης (T_{solar}) για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40$ $^{\circ}C$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20$ $^{\circ}C$



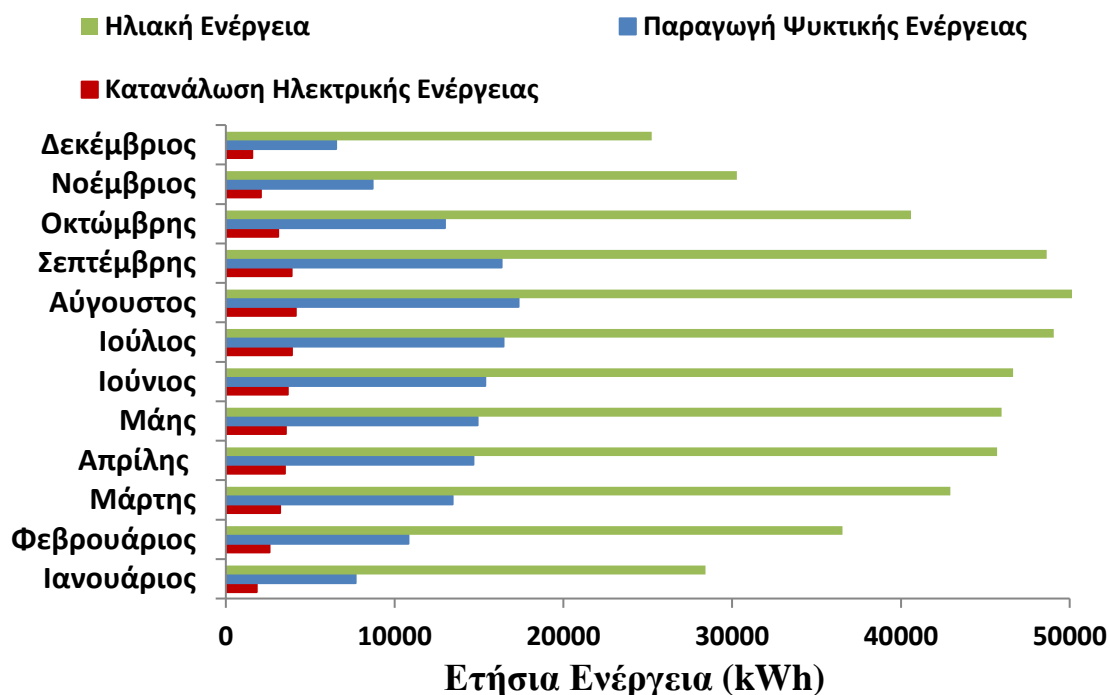
Διάγραμμα 6.83: Μεταβολή ηλιακής ενέργειας, παραγωγής ψυκτικής ενέργειας και κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40$ $^{\circ}C$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20$ $^{\circ}C$

6.4 Cascade σύστημα ψύξης-σύστημα ηλιακών συλλεκτών σε ετήσια δυναμική προσομοίωση

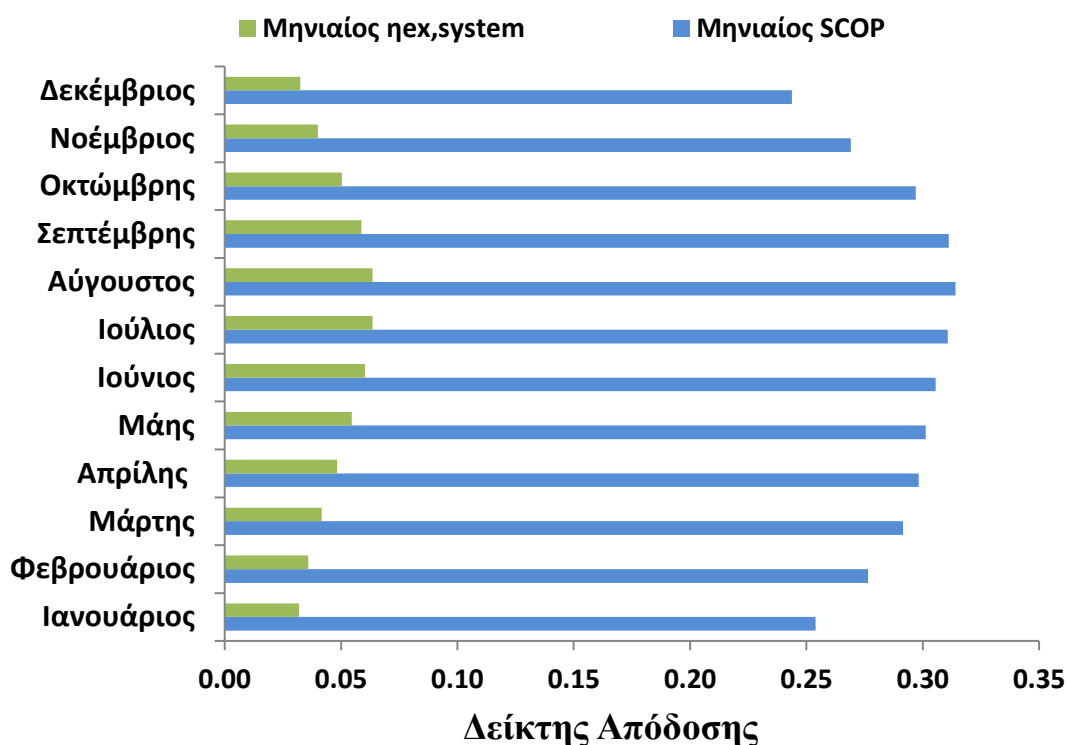
Όπως προαναφέρθηκε και στο 6^ο βήμα του υποκεφαλαίου 4.10 της παρούσας διπλωματικής εργασίας οι θερμοκρασιακές τιμές των βέλτιστων σημείων που προέκυψαν χρησιμοποιήθηκαν για να υπολογιστούν μέσω δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος, με χρονικό βήμα $\Delta t=300$ sec, τα μεγέθη SCOP, $\eta_{ex,system}$, E_e (παραγωγή ψυκτικής ενέργειας), P_{el} (κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας), εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας του συνολικού συστήματος ψύξης κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας του κάθε μήνα. Στη συνέχεια για τα παραπάνω σημεία υπολογίστηκαν οι μηνιαίες και οι ετήσιες ποσότητες των παραπάνω μεγεθών καθώς και η ετήσια ποσότητα CO₂ που αποφεύγεται η έκλυση του προς την ατμόσφαιρα από την χρήση του cascade συστήματος ψύξης. Για τον υπολογισμό των τόνων CO₂ έχει χρησιμοποιηθεί η υπόθεση ότι 1 MWh_{el} οδηγεί στην παραγωγή 0.989 tn CO₂. Τέλος πραγματοποιήθηκε η οικονομική αξιολόγηση του συνολικού συστήματος ψύξης για τις θερμοκρασιακές συνθήκες καθενός από τα βέλτιστα σημεία που προέκυψαν από τη δυναμική προσομοίωση. Για καθεμία περίπτωση ξεχωριστά υπολογίστηκαν τα μεγέθη NPV (καθαρή παρούσα αξία), IRR, SPP (απλή περίοδος αποπληρωμής) και PP (περίοδος αποπληρωμής).

Το συγκεκριμένο υποκεφάλαιο περιλαμβάνει:

- ❖ Τη μηνιαία μεταβολή των σημαντικότερων παραμέτρων η οποία δίνεται στα διαγράμματα 6.78-6.79. Τα διαγράμματα αυτά αφορούν την περίπτωση λειτουργίας του συστήματος ψύξης με θερμοκρασία του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης να είναι $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και την θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$. Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι παρόμοια μηνιαία διακύμανση παρατηρείται και στις υπόλοιπες περιπτώσεις λειτουργίας (T_c και $T_{e,m}$) και επομένως μόνο μία είναι επαρκής να αναφερθεί και να σχολιασθεί.
- ❖ Τα ετήσια διαγράμματα των παραπάνω υπολογισθέντων μεγεθών συναρτήσει των θερμοκρασιακών πεδίων των βέλτιστων σημείων
- ❖ Τα διαγράμματα της οικονομικής και περιβαλλοντικής αξιολόγησης του συστήματος ψύξης συναρτήσει των θερμοκρασιακών πεδίων των βέλτιστων σημείων



Διάγραμμα 6.84: Δυναμικό ηλιακής ενέργειας, παραγωγή ψυκτικής ενέργειας και κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας σε μηνιαία βάση για το σύστημα ψύξης με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$

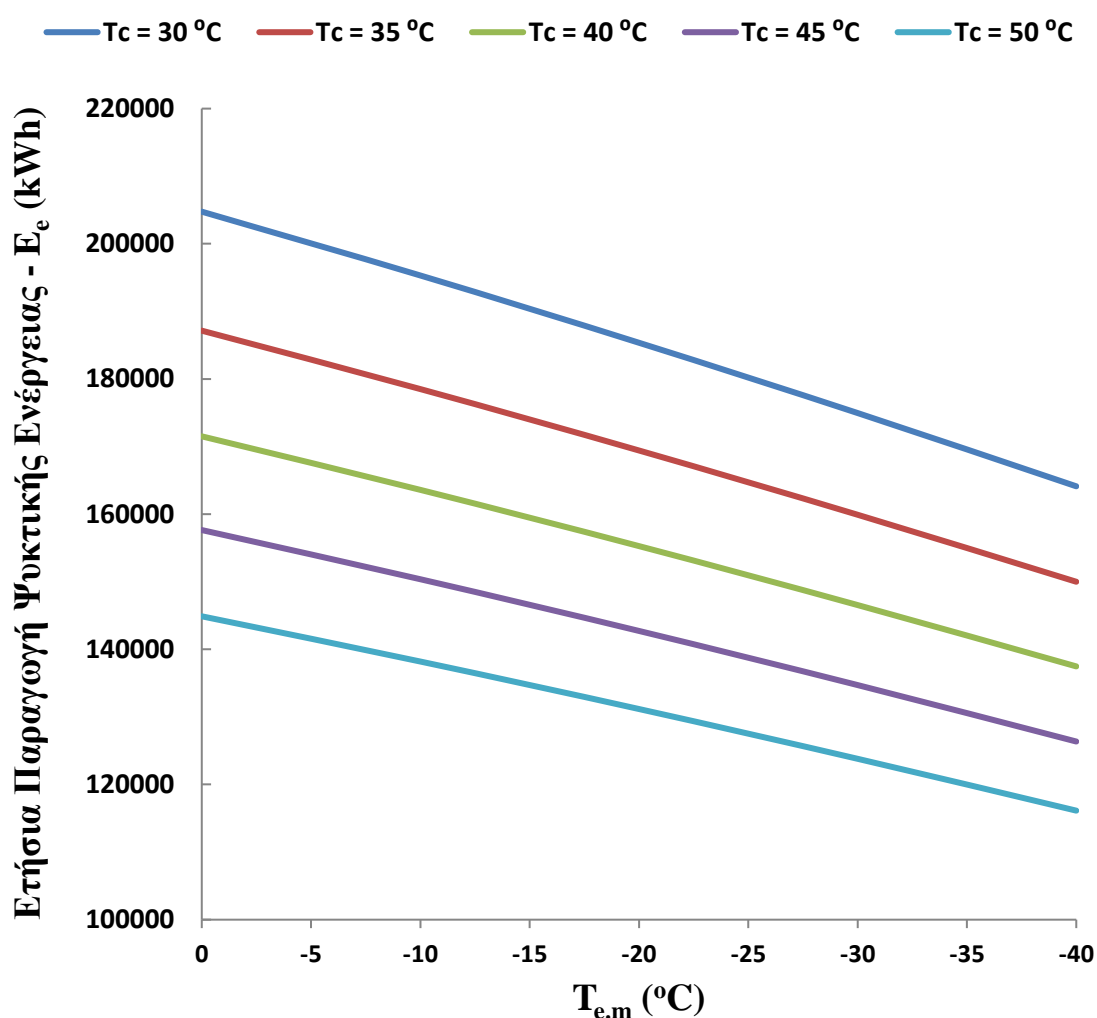


Διάγραμμα 6.85: Μηνιαίος συντελεστής συμπεριφοράς SCOP και μηνιαίος εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ για το σύστημα ψύξης με θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$

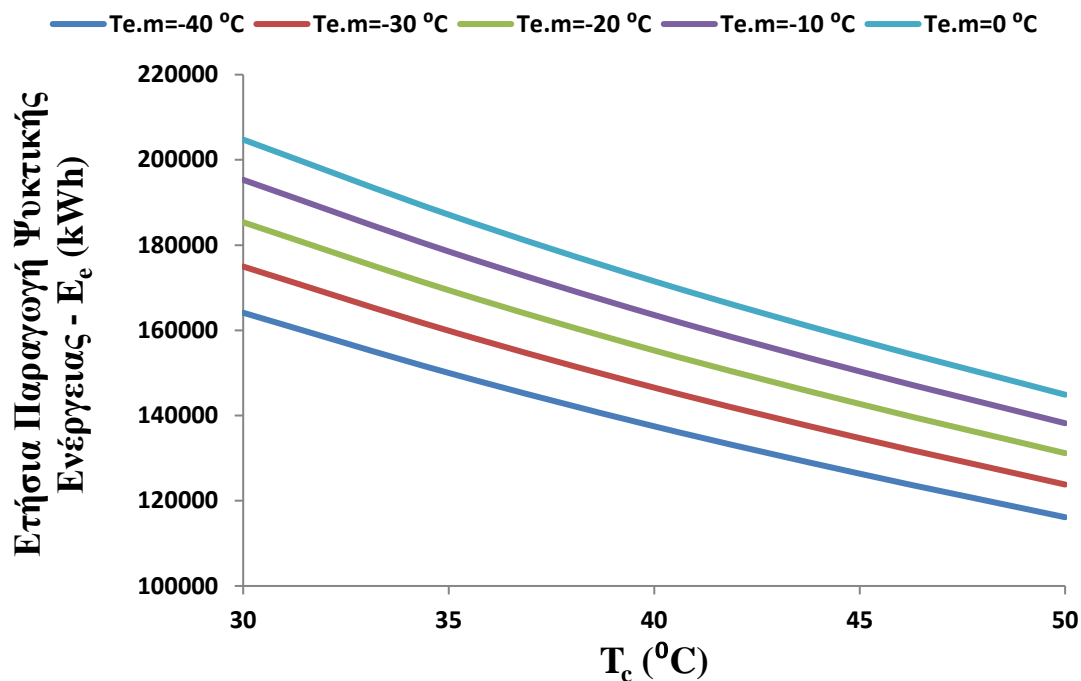
Συγολισμός Διαγραμμάτων 6.84-6.85:

Ο Αύγουστος είναι ο μήνας με το μεγαλύτερο ηλιακό δυναμικό και τη μεγαλύτερη παραγωγή ψυκτικής ενέργειας ενώ ο Δεκέμβριος είναι ο μήνας με το χαμηλότερο. Γενικά η περίοδος από τον Ιούνιο μέχρι το Σεπτέμβριο είναι η περίοδος με την μεγαλύτερη απόδοση ενώ η περίοδος Νοεμβρίου-Φεβρουαρίου είναι αυτή με τη χαμηλότερη. Παρόμοια αποτελέσματα προκύπτουν και από το διάγραμμα στο οποίο παρουσιάζεται ο μηνιαίος συντελεστής συμπεριφοράς SCOP και ο μηνιαίος εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ για το σύστημα ψύξης.

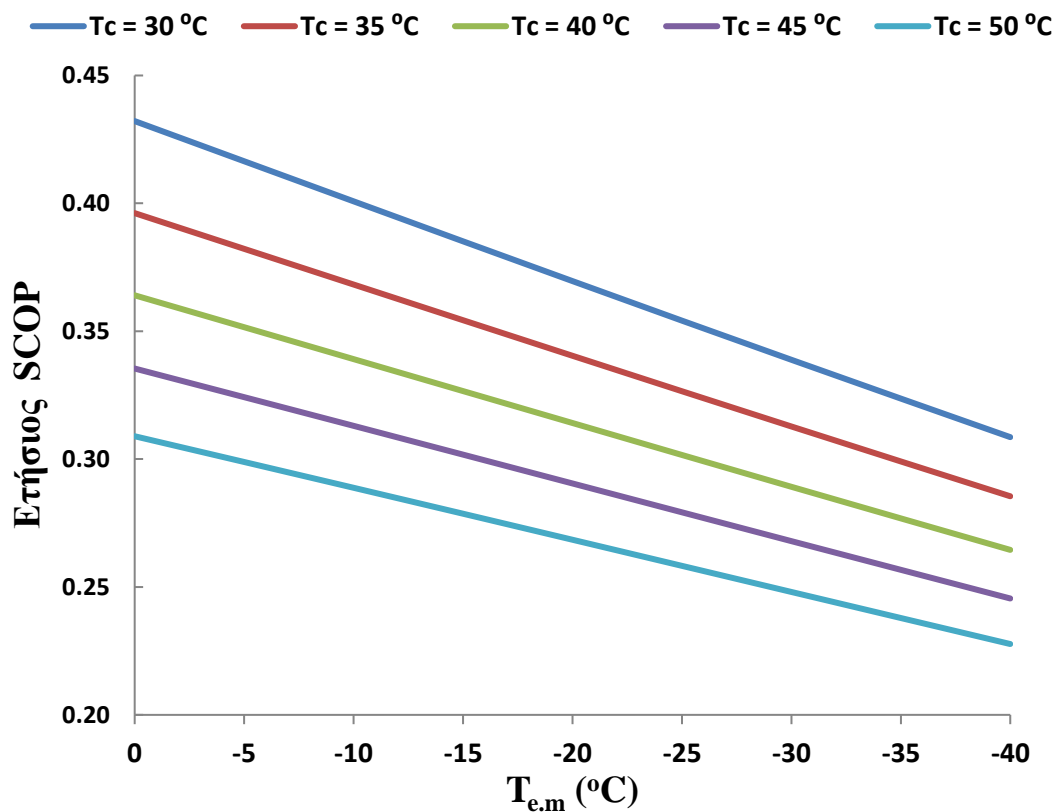
Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα ετήσια αποτελέσματα από τη χρήση του συστήματος ψύξης για όλα τα διαφορετικά σενάρια λειτουργίας του.



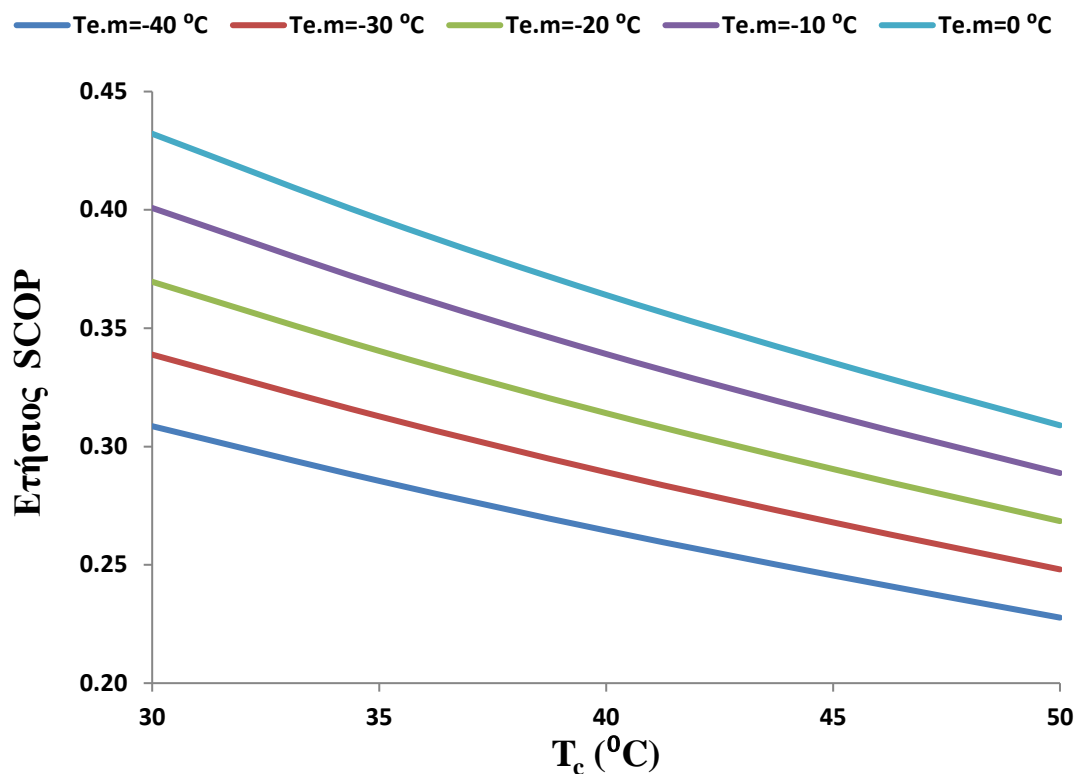
Διάγραμμα 6.86: Ετήσια παραγωγή ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του



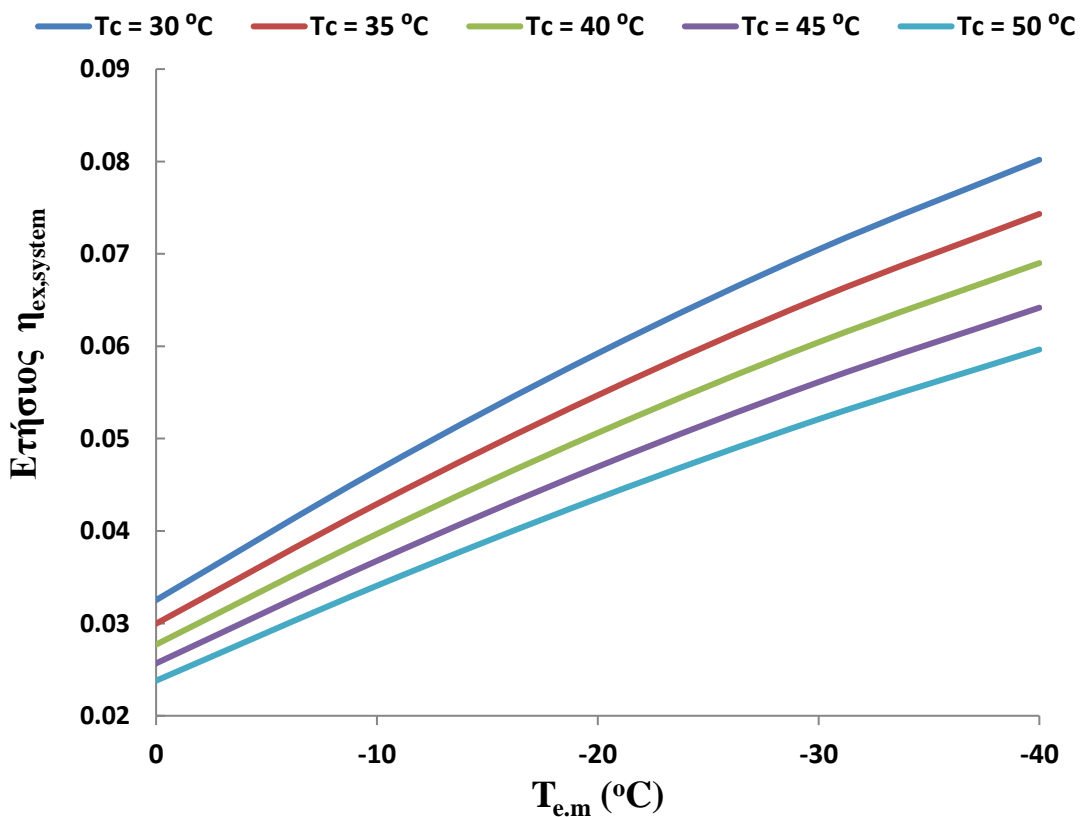
Διάγραμμα 6.87: Ετήσια παραγωγή ψυκτικής ενέργειας E_e του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του



Διάγραμμα 6.88: Ετήσιος συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του

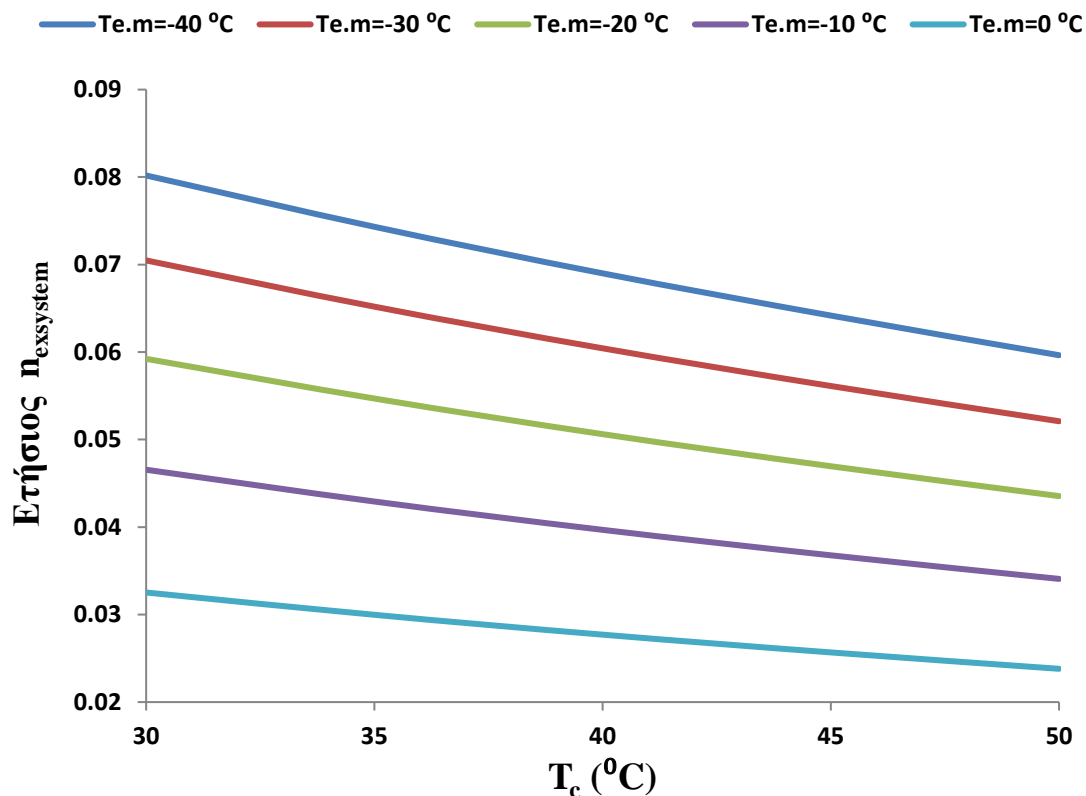


Διάγραμμα 6.89: Ετήσιος συντελεστής συμπεριφοράς SCOP του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του

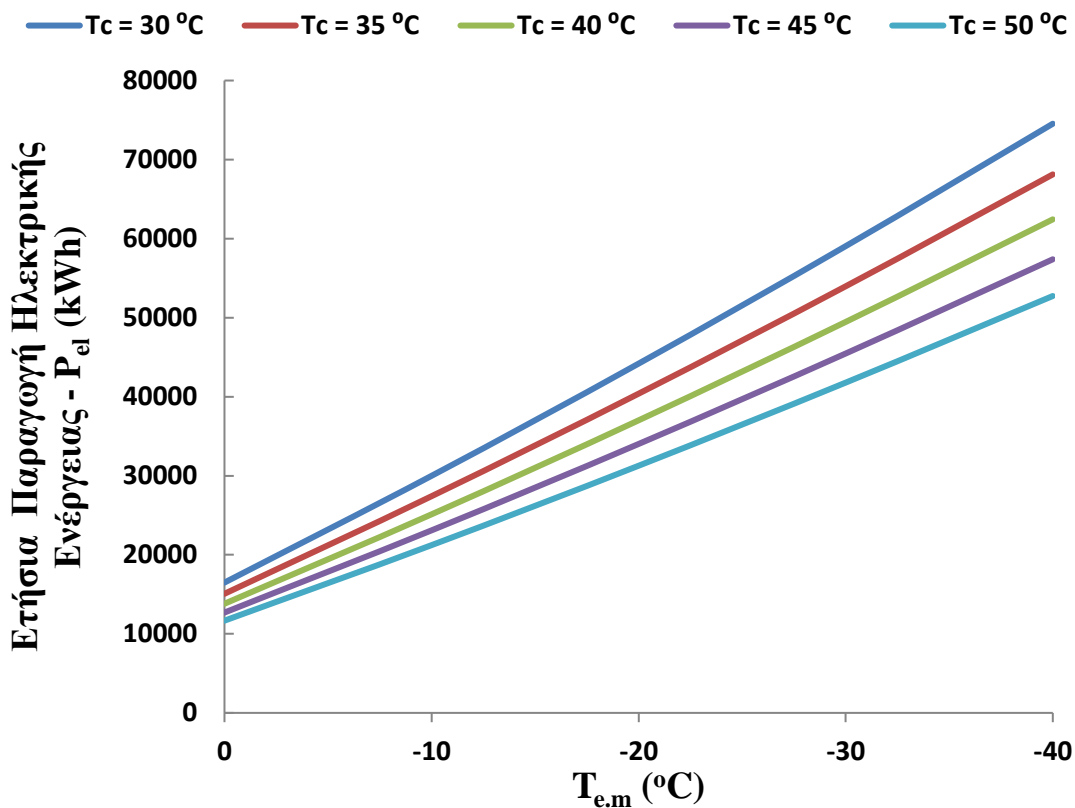


Διάγραμμα 6.90: Ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του

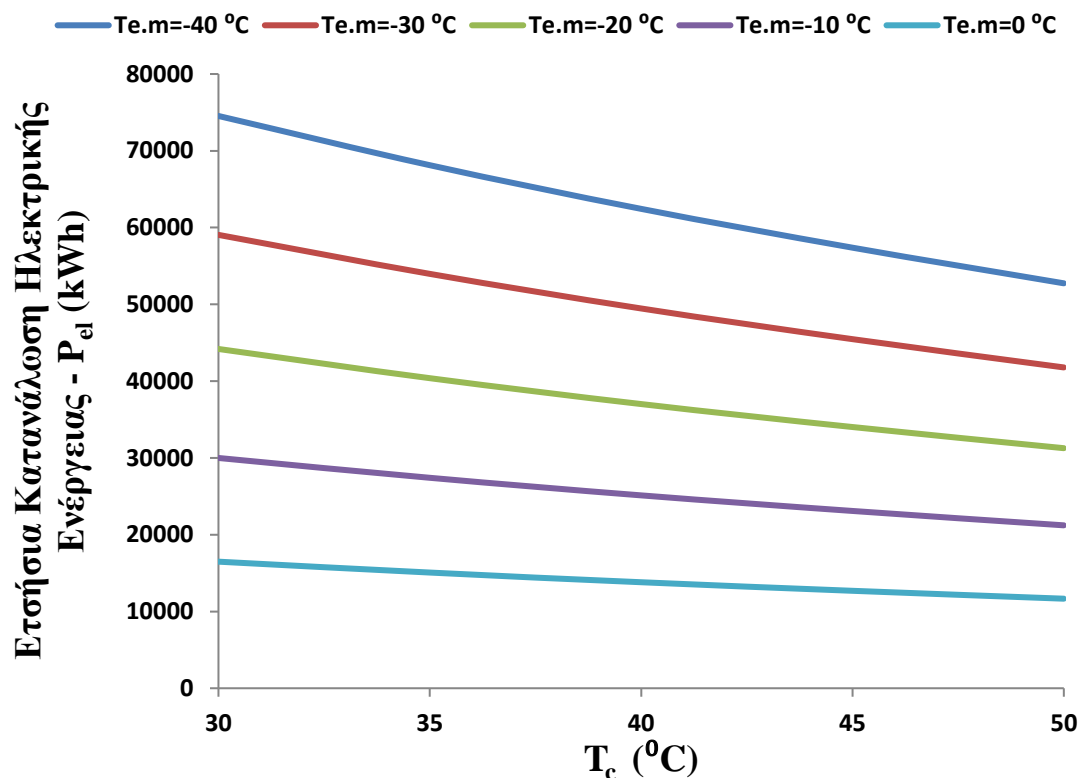
Κεφάλαιο 6: Αποτελέσματα



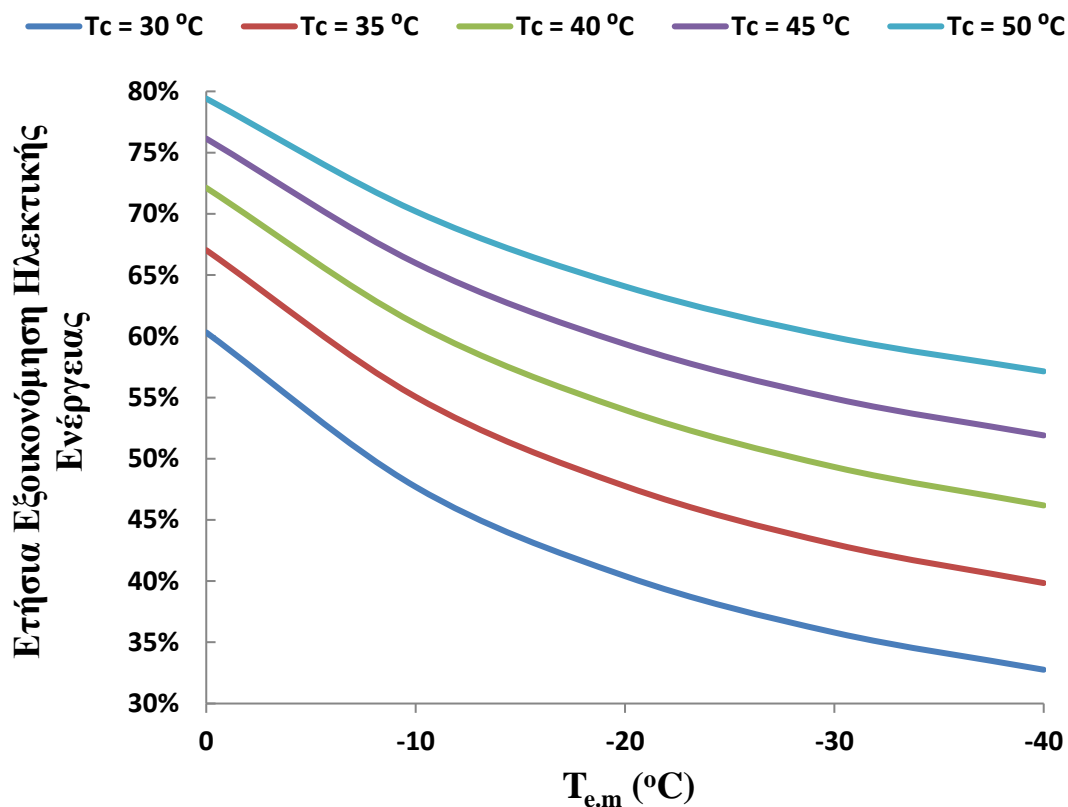
Διάγραμμα 6.91: Ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του



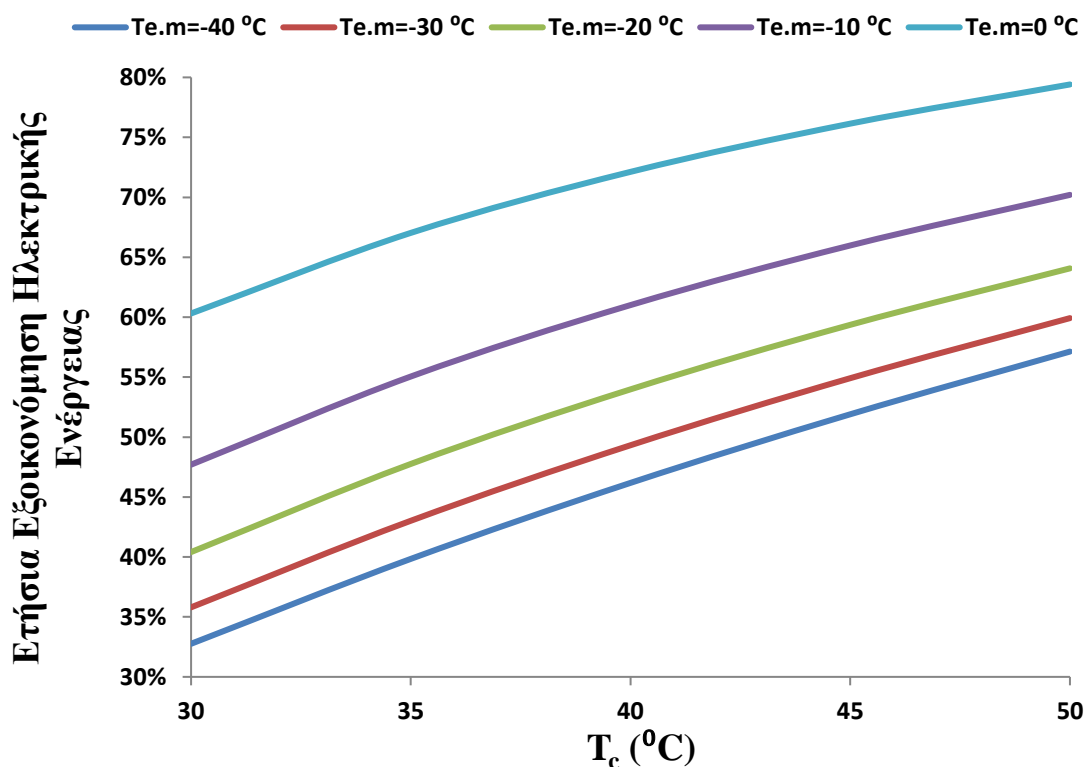
Διάγραμμα 6.92: Ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας P_{el} του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του



Διάγραμμα 6.93: Ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας P_{el} του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του



Διάγραμμα 6.94: Ετήσια εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του



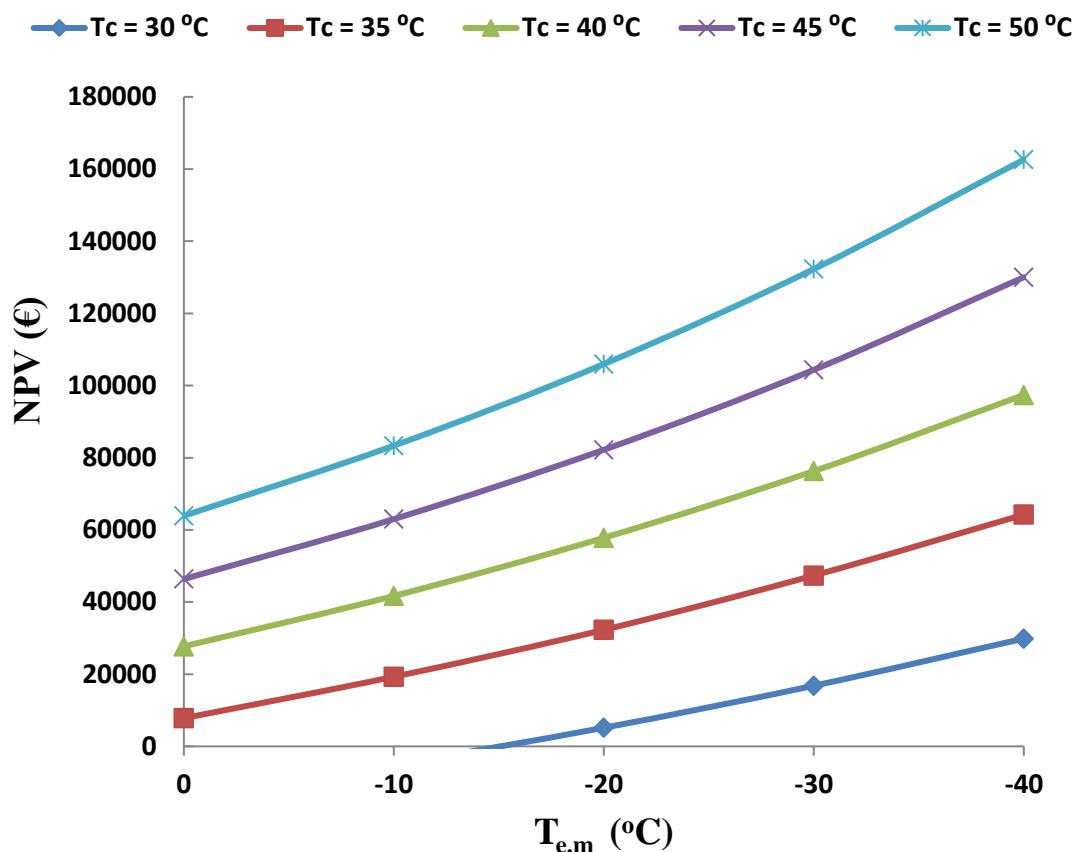
Διάγραμμα 6.95: Ετήσια εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του

Σχολιασμός Διαγραμμάτων 6.86-6.95:

Από τα παραπάνω παρουσιαζόμενα διαγράμματα είναι άξιος αναφοράς ότι:

- Η ετήσια παραγωγή ψυκτικής ενέργειας και ο συντελεστής συμπεριφοράς παρουσιάζουν παρόμοια συμπεριφορά. Παρατηρείται αύξηση στα μεγέθη αυτά όταν υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης και χαμηλότερες θερμοκρασίες συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης επιλέγονται για τη λειτουργία του συστήματος ψύξης.
- Ο ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης και η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας παρουσιάζουν παρόμοια μεταβολή στα παραπάνω διαγράμματα. Παρατηρείται αύξηση στα μεγέθη αυτά όταν χαμηλότερες θερμοκρασίες ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης και χαμηλότερες θερμοκρασίες συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης επιλέγονται για τη λειτουργία του συστήματος ψύξης.
- Το ποσοστό εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας παρουσιάζει την ακριβώς αντίθετη συμπεριφορά σε σχέση με την κατανάλωση της. Χαμηλότερες θερμοκρασίες του ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης και χαμηλότερες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης οδηγούν σε μεγαλύτερο ποσοστό εξοικονόμησης.

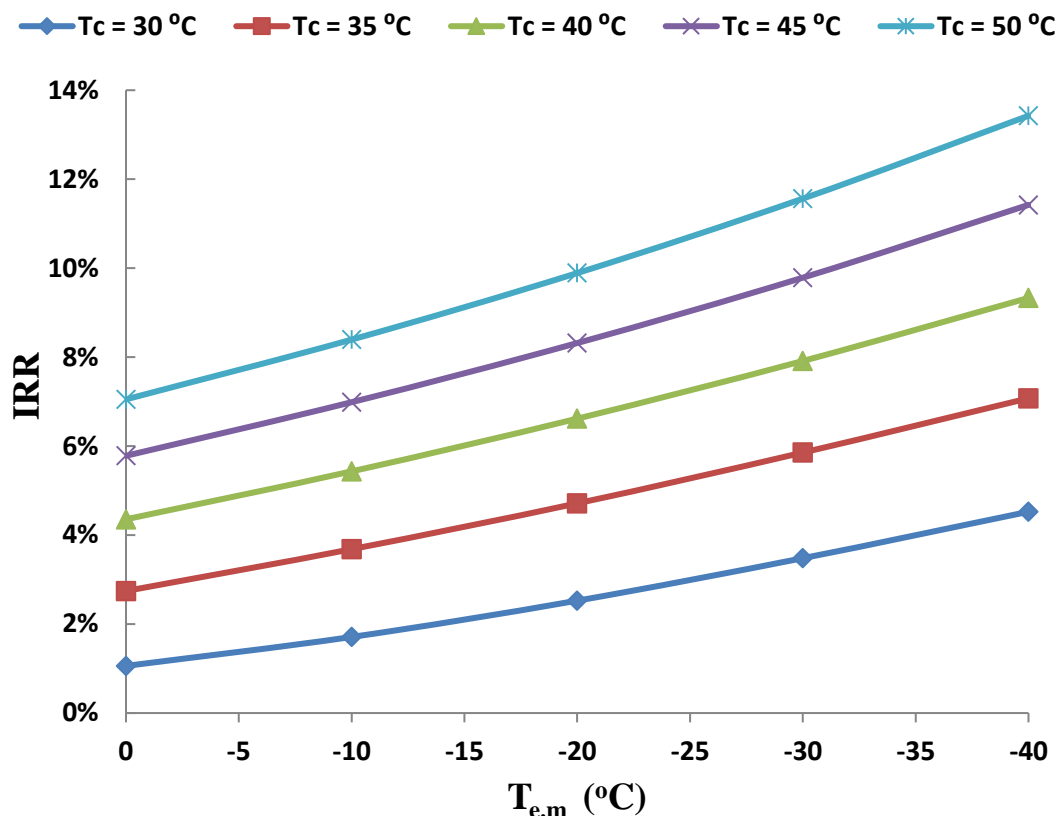
Τέλος ακολούθως παρατίθενται τα διαγράμματα της οικονομικής και περιβαλλοντικής αξιολόγησης του συστήματος ψύξης.



Διάγραμμα 6.96: Καθαρή παρούσα αξία (NPV) του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του

Σχολιασμός Διαγράμματος 6.96:

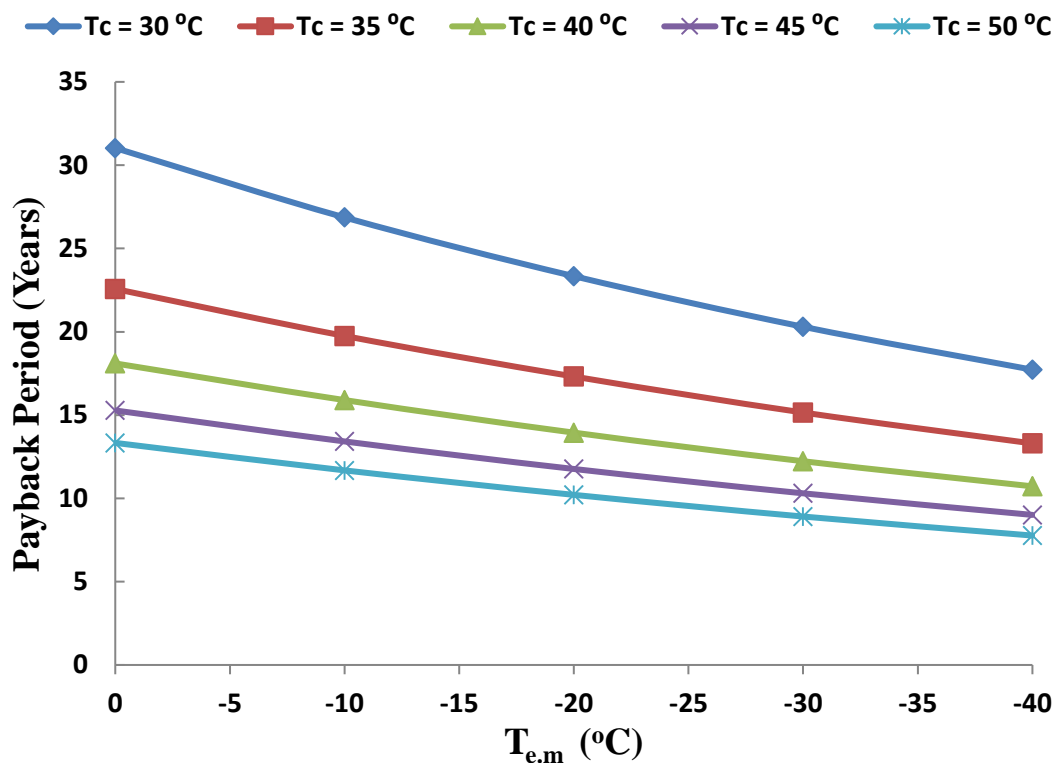
Η καθαρή παρούσα αξία του συστήματος ψύξης είναι θετική στη πλειονότητα των περιπτώσεων λειτουργίας του. Μόνο για τις περιπτώσεις με τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης να είναι $T_c=30^{\circ}\text{C}$ και σχετικά υψηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης (από 0°C έως και -10°C) η καθαρή παρούσα αξία είναι αρνητική. Σε αυτές τις περιπτώσεις η εγκατάσταση του παρόντος συστήματος δεν συνίσταται. Το αποτέλεσμα αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι σε αυτές τις περιπτώσεις παρατηρείται μικρότερη εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας καθώς και μικρότερες ηλεκτρικές απαιτήσεις. Αυτές οι περιπτώσεις αντιστοιχούν στις μικρότερες θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ του συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης και του ατμοποιητή του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ($T_c - T_{e.m}$), μία αρνητική παράμετρος για την εγκατάσταση του παρόντος συστήματος. Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι η καθαρή παρούσα αξία NPV είναι υψηλότερη στις περιπτώσεις όπου η εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας είναι υψηλότερη και γενικά η διαφορά ($T_c - T_{e.m}$) μεγαλύτερη.



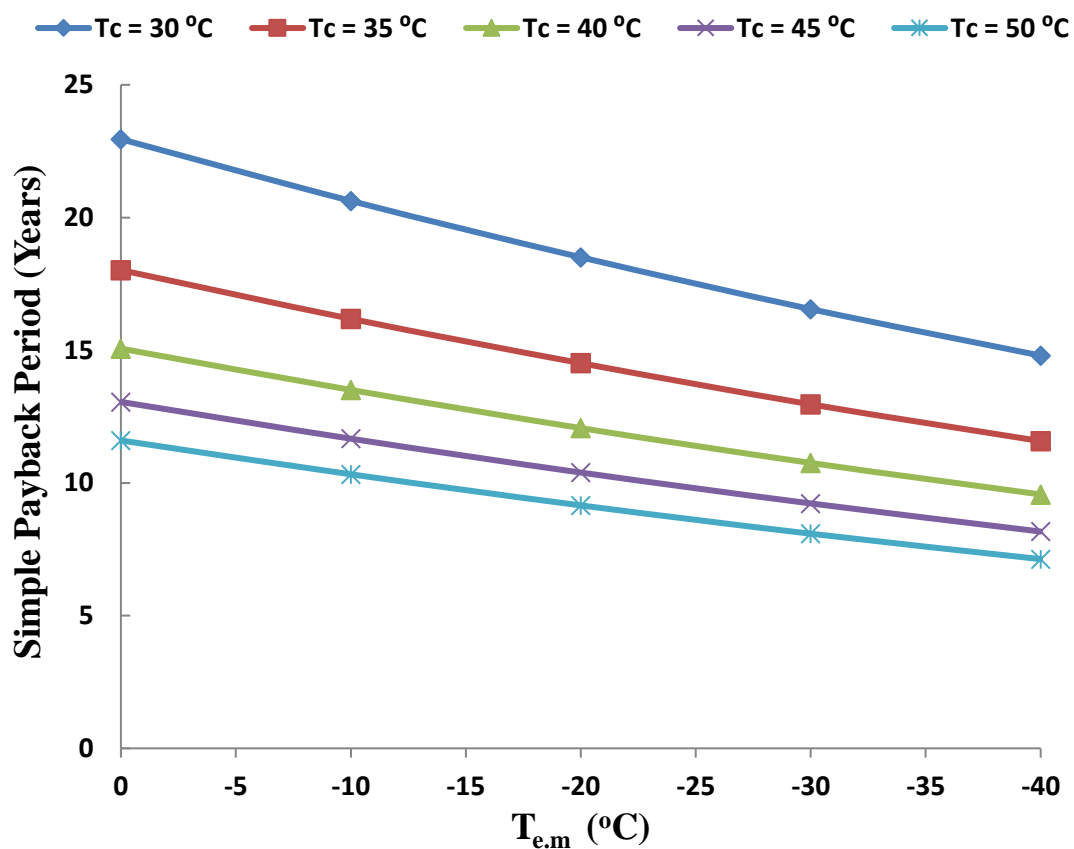
Διάγραμμα 6.97: Internal rate of return (IRR) του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του

Σχολιασμός Διαγράμματος 6.97:

Η παράμετρος IRR υποδεικνύει την ετήσια αποτελεσματικότητα της επένδυσης από οικονομικής απόψεως. Στο παραπάνω διάγραμμα προσεγγίζει μέχρι και 13.4% γεγονός που αποτελεί ελκυστική παράμετρο για μία τεχνολογία με χρήση ηλιακής ενέργειας. Οι περιπτώσεις με IRR χαμηλότερες του 3% (συντελεστής έκπτωσης αυτής της μελέτης) δεν είναι επικερδείς λύσεις εγκατάστασης. Για μία τυπική περίπτωση με $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και $T_{e,m}=-20^{\circ}\text{C}$ το IRR είναι περίπου 6.6%, μία ενθαρρυντική παράμετρος για την βιωσιμότητα της επένδυσης. Είναι απαραίτητο να δηλωθεί ότι οι καμπύλες του IRR έχουν παρόμοιες τάσεις με αυτές της NPV του διαγράμματος 6.90.



Διάγραμμα 6.98: Περίοδος αποπληρωμής (PP) του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του



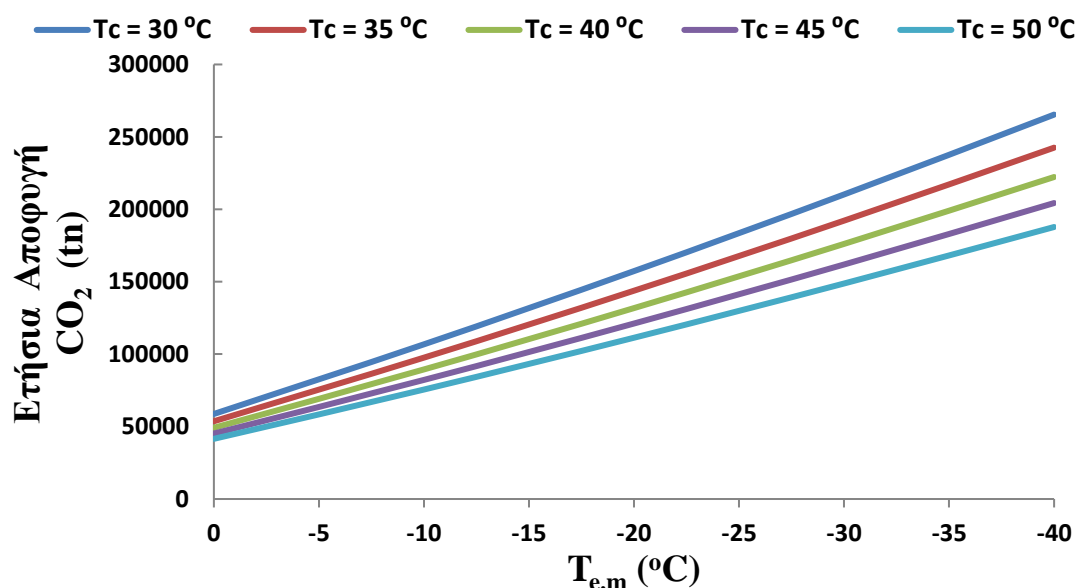
Διάγραμμα 6.99: Περίοδος αποπληρωμής (SPP) του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του

Συγολιασμός Διαγραμμάτων 6.98-6.99:

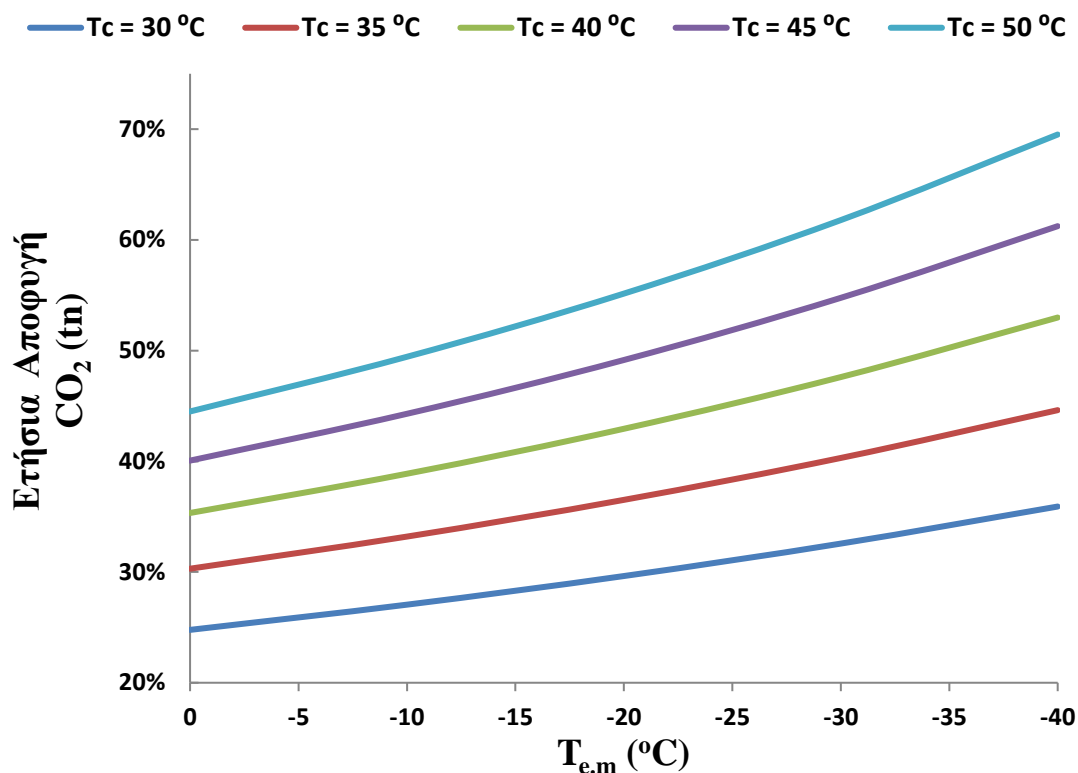
Τα διαγράμματα 6.92 και 6.93 αποτυπώνουν την περίοδο αποπληρωμής και την απλή περίοδο αποπληρωμής αντίστοιχα. Η περίοδος αποπληρωμής λαμβάνει υπόψη τον επιλεγμένο συντελεστή έκπτωσης ενώ η απλή περίοδος αποπληρωμής προϋποθέτει ότι η παράμετρος αυτή είναι μηδενική. Γενικά η περίοδος αποπληρωμής είναι μεγαλύτερη από την απλή περίοδο αποπληρωμής. Όταν αυτές οι παράμετροι είναι μεγαλύτερες από τη διάρκεια του έργου τότε η επένδυση θεωρείται μη κερδοφόρα. Αυτό το αποτέλεσμα λαμβάνεται μόνο για δύο περιπτώσεις (για $T_c=30^\circ\text{C}$ και $T_{e,m}=-0^\circ\text{C}$ και για $T_c=30^\circ\text{C}$ και $T_{e,m}=-10^\circ\text{C}$) οι οποίες είναι περιπτώσεις με αρνητική καθαρή παρούσα αξία NPV. Γενικά παρατηρούνται περίοδοι αποπληρωμής σχεδόν 15ετών. Αυτό το αποτέλεσμα είναι ενθαρρυντικό για την εγκατάσταση του παρόντος cascade συστήματος ψύξης. Για μία τυπική περίπτωση με $T_c=40^\circ\text{C}$ και $T_{e,m}=-20^\circ\text{C}$ η περίοδος αποπληρωμής (PP) είναι 13.95 έτη και η απλή περίοδος αποπληρωμής (SPP) είναι 12.07 χρόνια. Η ελάχιστη περίοδος αποπληρωμής είναι 7.76 έτη για την περίπτωση με $T_c=50^\circ\text{C}$ και $T_{e,m}=-40^\circ\text{C}$ και η απλή περίοδος αποπληρωμής στην περίπτωση αυτή είναι 7.13 χρόνια.

Παρατήρηση: Όλα τα παραπάνω αποτελέσματα που προέκυψαν από την οικονομική αξιολόγηση του συστήματος υποδεικνύουν ότι το μελετώμενο cascade σύστημα ψύξης πρόκειται για μία βιώσιμη λύση. Στην πλειονότητα των περιπτώσεων οι χρηματοοικονομικοί δείκτες είναι ενθαρρυντικοί. Μόνο για εφαρμογές με τις χαμηλότερες από τις θερμοκρασίες του συμπυκνωτή, του ψύκτη απορρόφησης, που εξετάστηκαν και σχετικά υψηλές θερμοκρασίες ατμοποιητή, του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης, η επένδυση φαίνεται να μην είναι βιώσιμη.

Στο τέλος αυτής της υποενότητας παρατίθενται στα κάτωθι διαγράμματα η εξοικονόμηση του διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) σε ετήσια βάση καθώς και το ποσοστό αυτής της εξοικονόμησης.



Διάγραμμα 6.100: Ετήσια αποφυγή διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του



Διάγραμμα 6.101: Ποσοστό ετήσιας αποφυγής διοξειδίου του άνθρακα (CO₂ του συστήματος ψύξης για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις λειτουργίας του

Συγολισμός Διαγραμμάτων 6.100-6.101:

Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι το ενεργειακό μείγμα της Ελλάδας έχει χρησιμοποιηθεί για να επιτευχθούν αυτά τα αποτελέσματα. Πιο συγκεκριμένα έχει γίνει η παραδοχή ότι 1 MWh_{el} οδηγεί στην παραγωγή 0.989 tn CO₂ [4.46]. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τα παραπάνω διαγράμματα δείχνουν σημαντική εξοικονόμηση διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) σε ετήσια βάση. Τα αποτελέσματα αυτά συνδέονται με την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας και την εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας που παρουσιάζονται στα διαγράμματα 6.90 και 6.91.

Βιβλιογραφία 6^ο Κεφαλαίου

- [4.46] C.A. Balaras, E.G. Dascalaki, K.G. Droutsas, S. Kontoyiannidis, Empirical assessment of calculated and actual heating energy use in Hellenic residential buildings, Applied Energy 2016;164:115-132
- [6.1] E. Bellos, , C. Tzivanidis, G. Tsifis, Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system , Energy Conversion and Management ,15 September 2017

Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα

Η παρούσα διπλωματική εργασία συμβαδίζοντας με τις απαιτήσεις στον τομέα της ενέργειας, πραγματεύεται την αξιοποίηση της ηλιακής θερμικής ενέργειας σε ένα υβριδικό σύστημα ψύξης (cascade) το οποίο λειτουργεί με σύζευξη ενός ψύκτη απορρόφησης και ενός συμβατικού ψύκτη μηχανικής συμπίεσης. Συλλέκτες με σωλήνες κενού, συνολικής επιφανείας 300 m², συζευγμένοι με δοχείο αποθήκευσης του θερμικού ελαίου χρησιμοποιούνται για να τροφοδοτήσουν την ψυκτική διάταξη η οποία παράγει ψυκτική ισχύ της τάξης των 100 kW για τις κλιματικές συνθήκες της Αθήνας. Οι συλλέκτες με σωλήνες κενού τροφοδοτούν με την απαιτούμενη παροχή θερμότητας τον ψύκτη απορρόφησης που λειτουργεί με το διάλυμα LiBr-H₂O. Ο εξεταζόμενος ψύκτης απορρόφησης αποτελεί τον άνω κύκλο λειτουργίας ενός cascade συστήματος ενώ ο κάτω κύκλος είναι ένας συμβατικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών. Στο κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών εξετάστηκαν διάφορα ψυκτικά μέσα [R134a, R404a, R410a, R407c, R744(CO₂)], με το R134a να είναι το επικρατέστερο. Στόχος της παρούσας μελέτης είναι η αξιολόγηση του βιωσιμότητας του εν λόγω συστήματος από ενεργειακή, εξεργειακή, οικονομική και περιβαλλοντική άποψη. Διαφορετικά σενάρια λειτουργίας εξετάστηκαν δοκιμάζοντας διαφορετικούς συνδυασμούς θερμοκρασιών ψύξης και συμπίκνωσης. Προκειμένου να πραγματοποιηθεί μία κατάλληλη μελέτη, το σύστημα εξετάστηκε υπό δυναμικές συνθήκες για δώδεκα ημέρες κατά τη διάρκεια του έτους (μία για κάθε μήνα). Αξίζει να σημειωθεί ότι πριν την ετήσια ανάλυση, το σύστημα βελτιστοποιήθηκε για μία τυπική ημέρα προκειμένου να προσδιορισθεί η βέλτιστη θερμοκρασία του αναγεννητή και ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης.

Ο έλεγχος του μοντέλου που αναπτύχθηκε για τον ψύκτη απορρόφησης πραγματοποιήθηκε συγκρίνοντας τα αποτελέσματα αυτού του μοντέλου με τα αντίστοιχα άλλων μελετών από την βιβλιογραφία. Το μοντέλο του ψύκτη απορρόφησης συγκρίθηκε με αυτό των Gogoi και Conwar [4.47]. Η μέση απόκλιση στον συντελεστή συμπεριφοράς είναι περίπου 0.87% ενώ στις ασθενείς και ισχυρές συγκεντρώσεις περίπου 0.11% και 0.23% αντίστοιχα. Τα αποτελέσματα αυτά αποδεικνύουν μία πολύ μικρή απόκλιση που επικυρώνει το μοντέλο του ψύκτη απορρόφησης. Παράλληλα πραγματοποιήθηκε επαλήθευση και ολόκληρου του εξεταζόμενου συστήματος ψύξης (ψύκτης απορρόφησης-μηχανική συμπίεση-ηλιακοί συλλέκτες). Η μελέτη των Cimsit και Ozturk [4.21] επιλέχθηκε για να χρησιμοποιηθεί για την πραγματοποίηση μιας κατάλληλης σύγκρισης. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν η απόκλιση στις εξεταζόμενες παραμέτρους είναι σχετικά χαμηλή και μέχρι 2.70%. Οι μικρές αποκλίσεις μπορούν να εξηγηθούν από πιθανές διαφορές στις θερμοδυναμικές ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων καθώς και στα σφάλματα της διαδικασίας επίλυσης. Σε κάθε περίπτωση τα αποτελέσματα προέκυψαν πολύ κοντινά μεταξύ τους και το αναπτυγμένο

Βιβλιογραφία

μοντέλο υιοθετήθηκε ως αξιόπιστο. Οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν στο λογισμικό EES (Engineering Equation Solver).

Σύμφωνα με τα τελικά αποτελέσματα, το σύστημα δύναται να παράγει μεγάλες ποσότητες ψυκτικής ενέργειας με σημαντική εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας. Επιπλέον οι χρηματοοικονομικοί δείκτες δείχνουν ότι η εγκατάσταση αυτού του τύπου αποτελεί βιώσιμη επιλογή. Σε περιπτώσεις χαμηλότερων θερμοκρασιών ψύξης το cascade σύστημα ψύξης είναι καλύτερο από οικονομικής άποψης ενώ σε υψηλότερες θερμοκρασίες ψύξης παρατηρείται μεγαλύτερο ποσοστό εξοικονόμησης της ηλεκτρικής ενέργειας από την εγκατάσταση του συστήματος. Από την άλλη πλευρά η υψηλότερη θερμοκρασίας απόρριψης θερμότητας οδηγεί τόσο σε καλύτερους οικονομικούς δείκτες όσο και σε μεγαλύτερη εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα βραχυχρόνια αποτελέσματα. Ο Πίνακας 7.1 περιλαμβάνει τα κύρια αποτελέσματα για την τυπική θερμοκρασία συμπτυκωτή του ψύκτη απορρόφησης των 40°C και για όλες τις εξεταζόμενες θερμοκρασίες ατμοποιητή. Τα αποτελέσματα αυτά αφορούν την ενεργειακή, εξεργειακή, οικονομική και περιβαλλοντική αξιολόγηση του εξεταζόμενου συστήματος. Η καθαρή παρούσα αξία κυμαίνεται από 27713 € έως 97387 €, παρουσιάζοντας σημαντική διακύμανση. Από την άλλη πλευρά, το IRR κυμαίνεται από 4.36% έως 9.33%, οδηγώντας σε σχετικά μικρότερη διακύμανση. Επιπλέον, οι αποπληρωμές και οι απλές περίοδοι αποπληρωμής ποικίλλουν από 10.72 σε 18.10 έτη και από 9.57 σε 15.06 έτη αντίστοιχα. Αυτά τα αποτελέσματα αποδεικνύουν ότι η επένδυση σε αυτή την τεχνολογία είναι εν γένει αποδεκτή όταν το σύστημα σχεδιάζεται να λειτουργεί σε συνήθη θερμοκρασία συμπτυκωτή. Στην ενεργειακή ανάλυση, είναι αξιοσημείωτο ότι παρατηρείται μεγαλύτερη εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας σε υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποιητή. Από την άλλη πλευρά, η αποφυγή εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα είναι χαμηλότερη σε αυτές τις περιπτώσεις λόγω του αντίκτυπου της πραγματικής κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας. Ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος ψύξης SCOP κυμαίνεται από 0.2645 έως 0.3641 και αυξάνεται σε υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποιητή. Τέλος, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ μειώνεται για υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποιητή και παίρνει τιμές από 0.0690 (για $T_{e,m} = -40^{\circ}\text{C}$) έως 0.0277 (για $T_{e,m} = 0^{\circ}\text{C}$).

Βιβλιογραφία

$T_{e,m}$ (°C)	Συνολική Διάρκεια Ζωής Επένδυσης				Ετήσια μεγέθη			
	NPV	IRR	SPP	PP	Αποφυγή CO ₂	SCOP	$\eta_{ex,system}$	Εξοικονόμηση Ηλεκτρικής Ενεργείας
	(€)	-	(Ετη)	(Ετη)	(tn)	-	-	-
-40	97387	9.33%	9.57	10.72	53.0	0.2645	0.0690	46.18%
-30	76286	7.91%	10.75	12.23	47.9	0.2892	0.0604	49.32%
-20	57809	6.62%	12.07	13.95	42.9	0.3141	0.0506	53.98%
-10	41689	5.43%	13.50	15.90	38.9	0.3391	0.0397	61.01%
0	27713	4.36%	15.06	18.10	35.3	0.3641	0.0277	72.12%

Πίνακας 7.1: Σύνοψη των αποτελεσμάτων για ετήσια λειτουργία του ηλιακού συστήματος ψύξης για θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψύκτη απορρόφησης $T_c=40^\circ\text{C}$ για διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης $T_{e,m}$ του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης

Παρακάτω παρουσιάζονται τα πιο σημαντικά αποτελέσματα για την τυπική περίπτωση με θερμοκρασία ατμοποίησης του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ίση με $T_{e,m} = -20^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία συμπυκνωτή του ψύκτη απορρόφησης ίση με $T_c = 40^\circ\text{C}$. Η ετήσια παραγωγή ψυκτικής ενέργειας ανέρχεται σε 155 MWh, η κατανάλωση της ηλεκτρικής ενέργειας περίπου σε 37 MWh ενώ η εξοικονόμηση της από τη χρήση της εγκατάστασης σε 53.98%, ο ετήσιος συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος COP είναι 0.314 ενώ ο ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{ex,system}$ είναι 0.051. Από την οικονομική ανάλυση προκύπτει ότι η καθαρή αξία της επένδυσης NPV υπολογίζεται σε 58 k€, το IRR σε 6.6%, η περίοδος αποπληρωμής σε 14 χρόνια και η απλή περίοδος αποπληρωμής σε 12 χρόνια. Αξίζει να τονιστεί ότι η χρήση της ηλιακής ενέργειας για την παραγωγή ψύξης οδηγεί και σε ταυτόχρονη μείωση των εκπομπών CO₂ προς την ατμόσφαιρα βοηθώντας στην αντιμετώπιση των περιβαλλοντικών προβλημάτων. Πιο συγκεκριμένα για την παραπάνω επιλογή προς παρουσίαση τυπική περίπτωση σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την περιβαλλοντική ανάλυση του αναπτυγμένου μοντέλου ηλιακής ψύξης προσδιορίστηκε η ετήσια ποσότητα CO₂ του οποίου αποφεύγεται η έκλυση στην ατμόσφαιρα και ανέρχεται σε 131783 tn ετησίως ή αντιστοίχως αποφεύγεται προς έκλυση στην ατμόσφαιρα CO₂ σε ποσοστό περίπου 42.9%.

Επιπλέον συμπεραίνεται, ότι το μελετώμενο σύστημα θεωρείται κατάλληλο σε περιπτώσεις με μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας ($T_c - T_{e,m}$). Σε αυτές τις περιπτώσεις υπάρχει μεγαλύτερο περιθώριο βελτίωσης και η μείωση της κατανάλωσης της ηλεκτρικής ενέργειας μπορεί να καλύψει ευκολότερα το πρόσθετο κόστος κεφαλαίου για το ηλιακό πεδίο και το ψύκτη απορρόφησης.