



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΗΛΙΑΚΑ
ΟΔΗΓΟΥΜΕΝΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΨΥΞΗΣ ΜΕ
ΕΓΧΥΤΗΡΑ**

Θεοδοσίου Ιωάννης-Χρήστος

Επιβλέπων Καθηγητής: Χρήστος Τζιβανίδης, Αναπλ. Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούλιος 2018

Ευχαριστίες

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα Καθηγητή, κ. Χρήστο Τζιβανίδη για την ανάθεση του θέματος και για το συνεχές ενδιαφέρον του κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Ιδιαίτερες ευχαριστίες πρέπει να αποδοθούν, επίσης, στον Δρ. Ε. Μπέλλο για τη βοήθεια και τη συνεχή καθοδήγηση που μου παρείχε σε όλα τα στάδια διεκπεραίωσης της εργασίας.

Ακόμα, μιας και η εργασία αυτή σηματοδοτεί την περάτωση των φοιτητικών μου χρόνων, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για την υποστήριξη και τη συμπαράσταση κατά τη διάρκεια των σπουδών μου, και ιδιαίτερα την αδερφή μου για την υπομονή και την κατανόηση που έδειξε.

Περιεχόμενα

Περίληψη	1
Abstract	3
Ονοματολογία	5
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	9
Βιβλιογραφία 1 ^{ου} Κεφαλαίου	12
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ	15
2.1 Ο ήλιος	15
2.2 Η ηλιακή ακτινοβολία εντός της ατμόσφαιρας	17
2.3 Ορισμός γωνιών	19
2.4 Προσπίπτουσα ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια	23
2.5 Μέτρηση ηλιακής ακτινοβολίας	25
2.6 Ηλιακά συστήματα	26
2.7 Ηλιακοί συλλέκτες	27
2.7.1 Μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες (Non-Concentrating Collectors)	27
2.7.1.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (Flat Plate Collector – FPC)	27
2.7.1.2 Συλλέκτης με σωλήνες κενού (Evacuated Tube Collector – ETC)	28
2.7.2 Συγκεντρωτικοί συλλέκτες (Concentrating Collectors)	31
2.7.2.1 Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (Compound Parabolic Concentrator – CPC)	32
2.7.2.2 Επιμήκης παραβολικός συλλέκτης (Parabolic Trough Concentrator – PTC)	33
2.7.2.3 Γραμμικός συλλέκτης Fresnel	34
2.7.2.4 Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο (Solar Dish Collector)	35
2.7.2.5 Ηλιακός πύργος ή Κεντρικός δέκτης (Solar Tower or Central Receiver)	35
Βιβλιογραφία 2 ^{ου} Κεφαλαίου	36
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ	41
3.1 Γενικά περί ψύξης	41
3.2 Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού	42
3.3 Συστήματα ηλιακής ψύξης	46
3.3.1 Ηλιακή ηλεκτρική ψύξη (Solar Electrical Cooling)	46
3.3.1.1 Ψυκτικό σύστημα συμπίεσης ατμού που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια	47

3.3.1.2 Σύστημα ψύξης Stirling	48
3.3.1.3 Θερμοηλεκτρική ψύξη (Thermo-electric Cooling/ Peltier Cooling System)	49
3.3.2 Θερμικά ηλιακά συστήματα (Solar Thermal Cooling).....	50
3.3.2.1 Συστήματα ψύξης ανοιχτού κύκλου (Open Cycle Systems)	50
3.3.2.2 Συστήματα ψύξης κλειστού κύκλου (Close Cycle Systems).....	52
3.3.2.3 Θερμομηχανικά συστήματα ψύξης (Thermomechanical Cooling Systems).....	55
3.3.3 Συνδυασμός ηλιακής παραγωγής ενέργειας/ψύξης (Solar Combined Power/Cooling).....	56
3.4 Συστήματα ηλιακής ψύξης με χρήση εγχυτήρα	57
3.5 Ψυκτικά Μέσα	72
Βιβλιογραφία 3 ^{ου} Κεφαλαίου.....	75
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΕΞΕΤΑΖΟΜΕΝΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ	79
4.1 Πρώτο σύστημα - Τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα	79
4.1.1 Μοντελοποίηση εγχυτήρα.....	80
4.1.2 Μοντελοποίηση ηλιακών συλλεκτών	83
4.1.3 Μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης	83
4.1.4 Μοντελοποίηση ψύκτη	85
4.1.5 Ορισμοί δεικτών απόδοσης του συστήματος.....	86
4.2 Δεύτερο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συμπιεστή	87
4.3 Τρίτο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή.....	89
4.4 Μετεωρολογικά δεδομένα	90
4.5 Επικύρωση του μαθηματικού μοντέλου εγχυτήρα	92
4.6 Χρησιμοποιούμενα λογισμικά	93
Βιβλιογραφία 4 ^{ου} Κεφαλαίου.....	93
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	95
5.1 Πρώτο σύστημα - Τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα	97
5.2 Δεύτερο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συμπιεστή	113
5.3 Τρίτο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή.....	138
5.4 Επίλυση σε δυναμικές συνθήκες.....	156
5.5 Ανακεφαλαίωση.....	161

Βιβλιογραφία 5 ^{ου} Κεφαλαίου.....	166
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	167

Περίληψη

Η αυξημένη κατανάλωση ορυκτών πόρων οδηγεί στην εξάντλησή τους και ταυτόχρονα στην εκπομπή μεγάλων ποσοτήτων ρύπων στην ατμόσφαιρα, ενώ η απόκτησή τους αποτελεί ένα πρόσθετο κόστος για τα συστήματα στα οποία χρησιμοποιούνται. Αντίθετα, οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας δεν έχουν αυτά τα μειονεκτήματα και για το λόγο αυτό παρατηρείται ανάπτυξη των συγκεκριμένων τεχνολογιών. Η ηλιακή ενέργεια είναι μία μορφή ανανεώσιμης πηγής ενέργειας που έχει βρει εφαρμογή σε περιοχές όπως η παραγωγή θέρμανσης, ψύξης και ηλεκτρισμού αλλά και σε βιομηχανικές διεργασίες. Στην περίπτωση που η ηλιακή ενέργεια χρησιμοποιείται για την παραγωγή ψύξης τότε πρόκειται για ηλιακή ψύξη.

Η παρούσα εργασία πραγματεύεται τη μελέτη τριών συστημάτων ηλιακής ψύξης με χρήση εγχυτήρα. Το πρώτο σύστημα είναι το τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με τη χρήση εγχυτήρα που αποτελείται από δύο υποσυστήματα. Το ένα υποσύστημα είναι το ηλιακό που αποτελείται από συλλέκτες κενού και ένα δοχείο αποθήκευσης το οποίο είναι συζευγμένο με το δεύτερο υποσύστημα που είναι το ψυκτικό. Το ψυκτικό υποσύστημα απαρτίζεται από έναν αναγεννητή, στον οποίο παρέχεται η προερχόμενη από το ηλιακό υποσύστημα θερμότητα, έναν αμοποιητή, ένα συμπυκνωτή, έναν εγχυτήρα, μία αντλία και μία στραγγαλιστική βαλβίδα. Στο δεύτερο σύστημα, για να αυξηθεί η απόδοση του συστήματος προστίθεται ένας συμπιεστής μεταξύ του αμοποιητή και του εγχυτήρα. Επειδή, όμως, η λειτουργία του συμπιεστή απαιτεί την παροχή ηλεκτρικής ενέργειας, εξετάζεται το τρίτο σύστημα στο οποίο τοποθετείται ένας στρόβιλος μεταξύ του αναγεννητή και του εγχυτήρα για την κίνηση του.

Η παρούσα μελέτη στοχεύει στη βελτιστοποίηση των τριών συστημάτων για διαφορετικές συνθήκες (θερμοκρασία παραγωγής ψύξης και θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας προς το περιβάλλον), την επιλογή του αποδοτικότερου από τα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα (R141b, R123, R245fa, R600a) για κάθε σύστημα και τη μεταξύ τους σύγκριση όταν αυτά λειτουργούν σε μόνιμες συνθήκες. Στα δύο πρώτα συστήματα η βελτιστοποίηση γίνεται με κριτήριο το συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος, ενώ στο τρίτο την παραγόμενη ψυκτική ισχύ. Επίσης, γίνεται διερεύνηση της λειτουργίας του πρώτου και του τρίτου συστήματος για το καλύτερο ψυκτικό μέσο, σε δυναμικές συνθήκες για την περιοχή της Αθήνας. Η επίλυση των εξισώσεων γίνεται με τη χρήση του λογισμικού EES (Engineering Equations Solver) και με κώδικα που γράφτηκε σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran.

Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι και στα τρία συστήματα το αποδοτικότερο ψυκτικό μέσο είναι το R141b. Για το μέσο αυτό, με θερμοκρασία παραγωγής ψύξης 0°C και θερμοκρασία απόρριψης στο περιβάλλον 40°C ο συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος και η ψυκτική ισχύς για το πρώτο σύστημα είναι 0.065, 0.0064 και 6.5 kW, αντίστοιχα, για το δεύτερο σύστημα 0.27, 0.027 και 28.5 kW, και για το τρίτο 0.17, 0.017 και 16.9 kW. Τέλος, από την επίλυση σε δυναμικές συνθήκες του πρώτου και του τρίτου συστήματος προκύπτει μέσος ετήσιος συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος 0.028 και 0.092, αντίστοιχα.

Abstract

The increased consumption of fossil fuels results in depletion of their reserves as well as, in large amount of pollutants emissions, while their obtainment adds an extra cost to the systems in which they are used. On the contrary, renewable energy sources lack these disadvantages which contribute to the development of such technologies. Solar energy is a type of renewable energy source which has been applied in many fields, such as heat, cooling, electricity generation and several industrial processes. If solar energy is used for cooling generation it is referred as solar cooling.

This thesis deals with the examination of three systems of solar cooling with the usage of ejector. The first examined system is a typical system of solar cooling with ejector which consists of two subsystems. One of the two subsystems is the solar subsystem which is comprised of evacuated tube collectors and a storage tank which is connected to the second-cooling subsystem. The cooling subsystem in turn consists of a regenerator, which receives the thermal energy that comes from the solar subsystem, an evaporator, a condenser, an ejector, a pump and an expansion valve. The second examined system is acquired with a compressor, located in between the evaporator and the ejector. However, the compressor operation demands electric energy, which leads to the conception of the third system. This system has a turbine placed between the regenerator and the ejector in order to supply the compressor with the power demanded.

The present study is focused on the optimization of these three systems while operating in different conditions (cooling temperature and heat rejection temperature), on the selection of the most efficient refrigerant out of those examined (R141b, R123, R245fa, R600a) for each system and on the comparison between them when they operate in steady state conditions. In the first two systems the optimization criterion is the system coefficient of performance, while in the third is the generated cooling. Moreover, the operation of the first and the third system under dynamic conditions is examined, considering the weather data of Athens. The EES (Engineering Equations Solver) and a code written in Fortran programming language are used for the solution of the equations.

The obtained results show that in all three systems the most effective refrigerant is R141b. Considering this refrigerant, cooling temperature equal to 0°C and heat rejection temperature equal to 40°C the system coefficient of performance, the system exergy efficiency and the generated cooling for the first system are 0.065, 0.0064 and 6.5 kW, respectively, for the second system 0.27, 0.027 and 28.5 kW, and for the third one 0.17, 0.017 και 16.9 kW. Lastly, the solution under dynamic conditions for the first and the second system shows that the average annual coefficient of performance of the system is 0.028 and 0.092, respectively.

Ονοματολογία

$A_{T,i}$	Επιφάνεια $i^{ης}$ ζώνης ανάμειξης δοχείου αποθήκευσης, m^2
b	Αδιάστατη μεταβλητή για την αύξηση πίεσης στο συμπιεστή, -
C	Λόγος συγκέντρωσης, -
c	Αδιάστατη μεταβλητή για την πίεση εξόδου από το στρόβιλο, -
c_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση, kJ/kgK
D	Διάμετρος δοχείου αποθήκευσης, m
DR	Διακύμανση θερμοκρασίας, $^{\circ}C$
E	Ροή εξέργειας, kW
G	Στιγμαία ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου, W/m^2
G_b	Στιγμαία άμεση ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου, W/m^2
G_d	Στιγμαία διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου, W/m^2
G_o	Στιγμαία ηλιακή ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου εκτός ατμοσφαιράς, W/m^2
G_{on}	Στιγμαία ηλιακή ακτινοβολία επιπέδου κάθετου στις ηλιακές ακτίνες εκτός ατμοσφαιράς, W/m^2
G_{sc}	Ηλιακή σταθερά, W/m^2
G_T	Στιγμαία ολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου, W/m^2
h	Ειδική ενθαλπία, kJ/kg
H_T	Ημερήσια ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου, kWh
K_T	Συντελεστής αιθριότητας, -
L	Ύψος δοχείου αποθήκευσης, m
\dot{m}	Ροή μάζας, kg/s
N	Διάρκεια ημέρας, h
P	Πίεση, kPa
P_{el}	Κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος, kW
Q	Ροή θερμότητας, kW
R	Λόγος ακτινοβολίας κεκλιμένου προς οριζοντίου επιπέδου, -
r	Ανακλαστικότητα εδάφους, -
R_b	Λόγος άμεσης ακτινοβολίας κεκλιμένου προς οριζοντίου επιπέδου, -
R_d	Λόγος διάχυτης ακτινοβολίας κεκλιμένου προς οριζοντίου επιπέδου, -

savings Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας δεύτερου συστήματος έναντι απλού συστήματος συμπίεσης ατμού, -

T Θερμοκρασία, °C

t Χρόνος, s

T_{am,m} Μέση ημερήσια θερμοκρασία περιβάλλοντος, °C

t_h Χρονική παράμετρος, h

U_T Ειδική θερμική διαπερατότητα δοχείου αποθήκευσης, W/m²K

V Ταχύτητα, m/s

V_T Όγκος δοχείου αποθήκευσης, m³

W Έργο, kW

ΔP Πτώση πίεσης στον εγχυτήρα, kPa

Δt Χρονικό βήμα, s

Ελληνικά σύμβολα

α Αδιάστατη μεταβλητή για την πίεση εισόδου στο στρόβιλο, -

β Κλίση επιπέδου, °

γ Αζιμούθιο επιφανείας, °

δ Ηλιακή απόκλιση, °

η Βαθμός απόδοσης, -

θ Γωνία πρόσπτωσης, °

θ_z Γωνία ζενίθ, °

μ Λόγος ανάμειξης, -

ρ Πυκνότητα, kg/m³

φ Γεωγραφικό πλάτος, °

ω Ωριαία γωνία, °

Δείκτες

am Περιβάλλον

b Άμεση ακτινοβολία

c Συμπυκνωτής

ch Ψύκτης

Co	Συμπιεστής
col	Ηλιακοί συλλέκτες
d	Έμμεση ακτινοβολία
d	Διαχύτης
e	Ατμοποιητής
el	Ηλεκτρικός
em	Ηλεκτρομηχανικός
ex	Εξεργειακός
g	Αναγεννητής
in	Είσοδος
is	Ισεντροπικός
I	Ρεύμα που κυκλοφορεί μεταξύ αναγεννητή και δοχείου αποθήκευσης
m	Ανάμειξη
mc	Μηχανικός
mf	Αναμειγμένη ροή
mn	Κινητήριο ακροφύσιο
n	Κάθετο στις ακτίνες του ήλιου
nn	Ακροφύσια
o	Εκτός ατμοσφαίρας
out	Έξοδος
pf	Κύρια ροή εγχυτήρα
pu	Αντλία
S	Σύστημα συμπίεσης ατμού
sf	Δευτερεύουσα ροή εγχυτήρα
sn	Ακροφύσιο αναρρόφησης
sol	Ηλιακός
st,i	i ⁿ ζώνη ανάμειξης δοχείου αποθήκευσης
sun	Ήλιος
sys	Σύστημα

T Κεκλιμένο επίπεδο

Tu Στρόβιλος

u Ωφέλιμο

Συντομογραφίες

COP Συντελεστής συμπεριφοράς

CPC Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης

EES Engineering Equations Solver

ETC Συλλέκτης σωλήνων κενού

FPC Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης

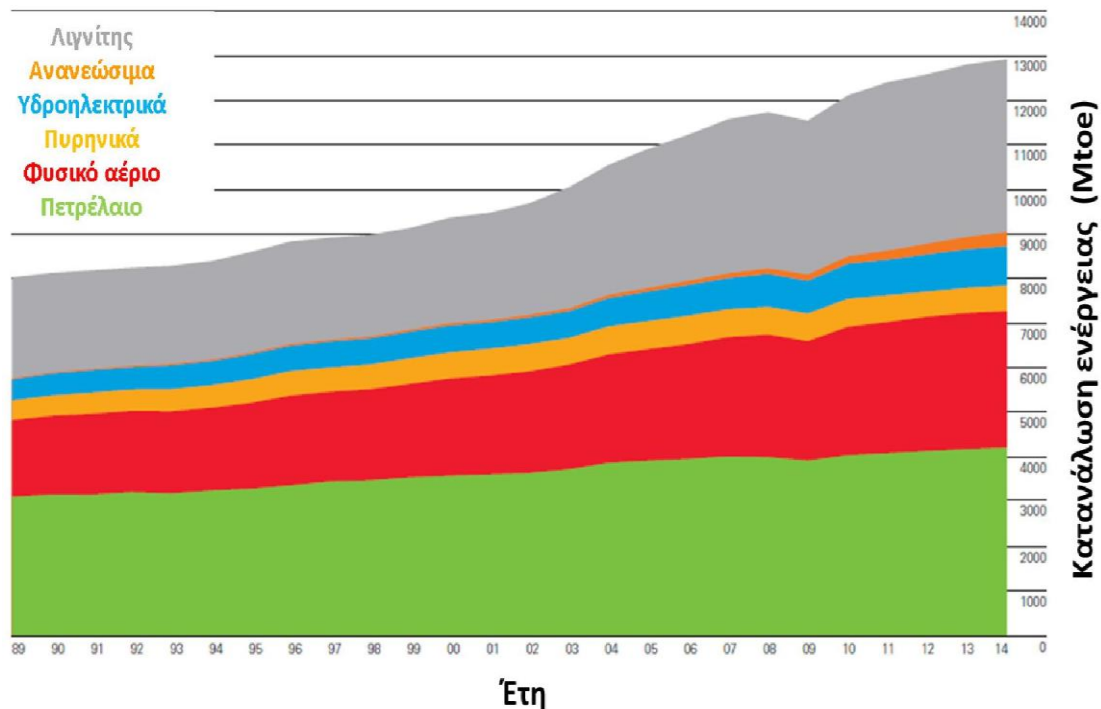
GWP Δυναμικό θέρμανσης πλανήτη

ODP Δυναμικό καταστροφής όζοντος

PTC Επιμήκης παραβολικός συλλέκτης

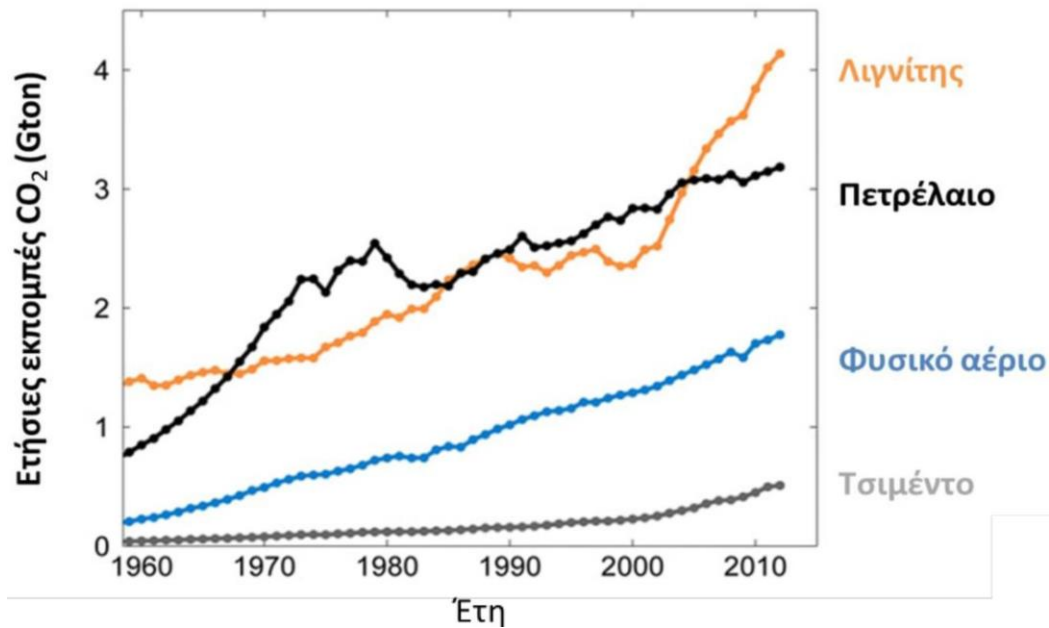
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η πληθυσμιακή εξέλιξη του πλανήτη και η ανάπτυξη του βιοτικού επιπέδου στα επόμενα χρόνια είναι καθοριστική παράμετρος για την παρούσα και μελλοντική ενεργειακή κατάσταση. Ιδιαίτερα η ραγδαία οικονομική ανάπτυξη των πολυπληθυσμιακών χωρών όπως η Κίνα και η Ινδία, θα έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της παγκόσμιας ενεργειακής ζήτησης και συνεπώς την αύξηση της χρήσης πρωτογενών ενεργειακών πόρων και την επακόλουθη επιβάρυνση του περιβάλλοντος [1.1]. Στο διάγραμμα που ακολουθεί παρουσιάζεται η αυξανόμενη παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση τα τελευταία χρόνια, καθώς και οι πρωτογενείς μορφές ενέργειας που την ικανοποιούν.



Εικόνα 1.1 Παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση [1.2]

Είναι εμφανές ότι η συντριπτική πλειοψηφία της καταναλισκόμενης ενέργειας προέρχεται από καύσιμα (λιγνίτης, φυσικό αέριο, πετρέλαιο) τα οποία όμως, ευθύνονται για ποικίλα περιβαλλοντικά προβλήματα όπως το φαινόμενο του θερμοκηπίου, η όξινη βροχή και η τρύπα του όζοντος, λόγω των ρυπογόνων καυσαερίων τους (NO_x , SO_x , CO_2 , CO , C κ.α). Το φυσικό αέριο, ωστόσο, παρουσιάζει σήμερα αυξημένη διείσδυση στην κάλυψη των ενεργειακών αναγκών εξαιτίας της υψηλής θερμογόνου δύναμης, της μειωμένης περιβαλλοντικής επιβάρυνσης και της αποδοτικής του καύσης σε σχέση με τα συμβατικά καύσιμα (λιγνίτης, πετρέλαιο) [1.3]. Στη συνέχεια δίνεται διάγραμμα που παρουσιάζει τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα κατ' έτος ανάλογα με την πηγή εκπομπής του.

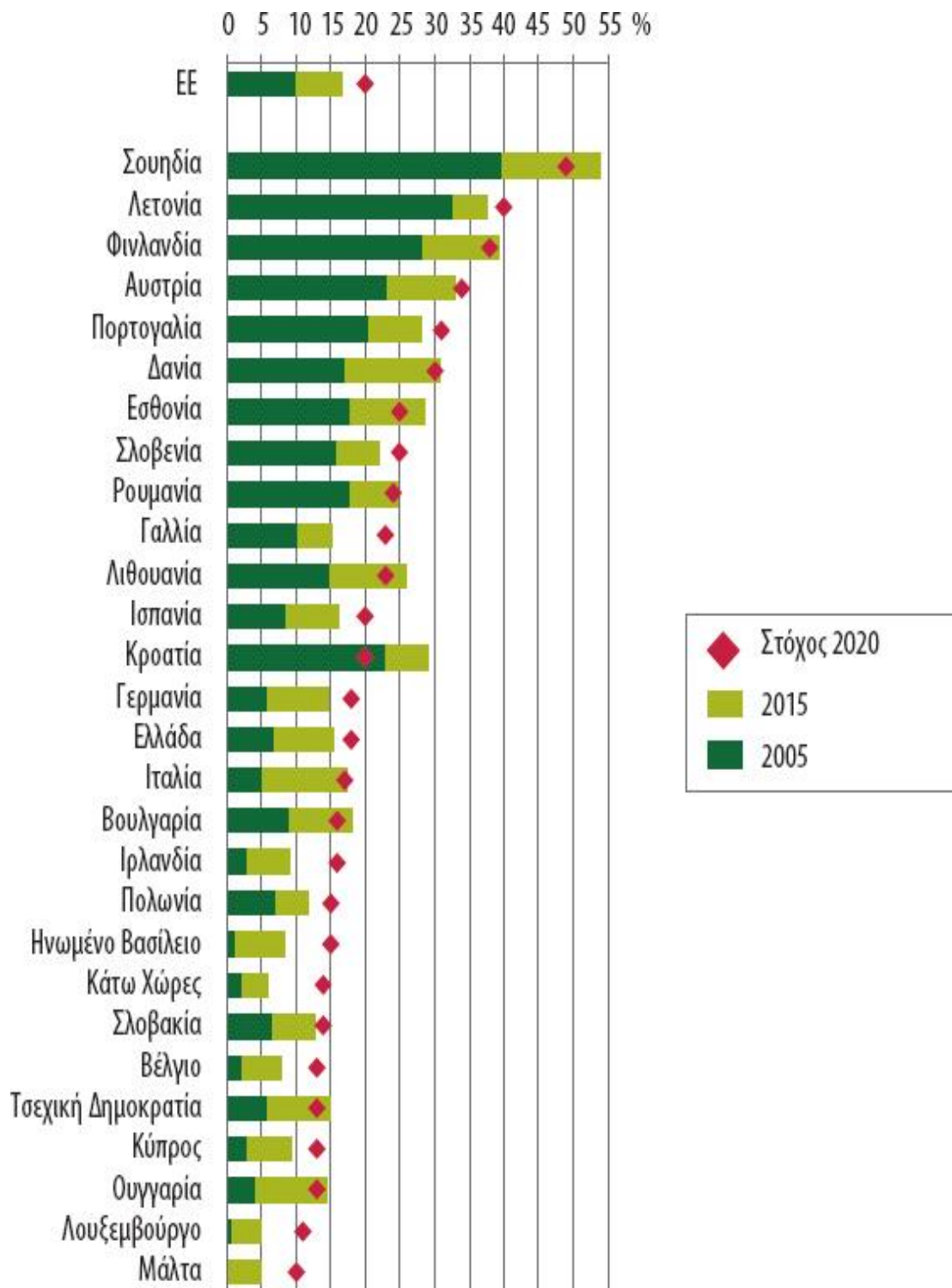


Εικόνα 1.2 Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα κατ' έτος [1.4]

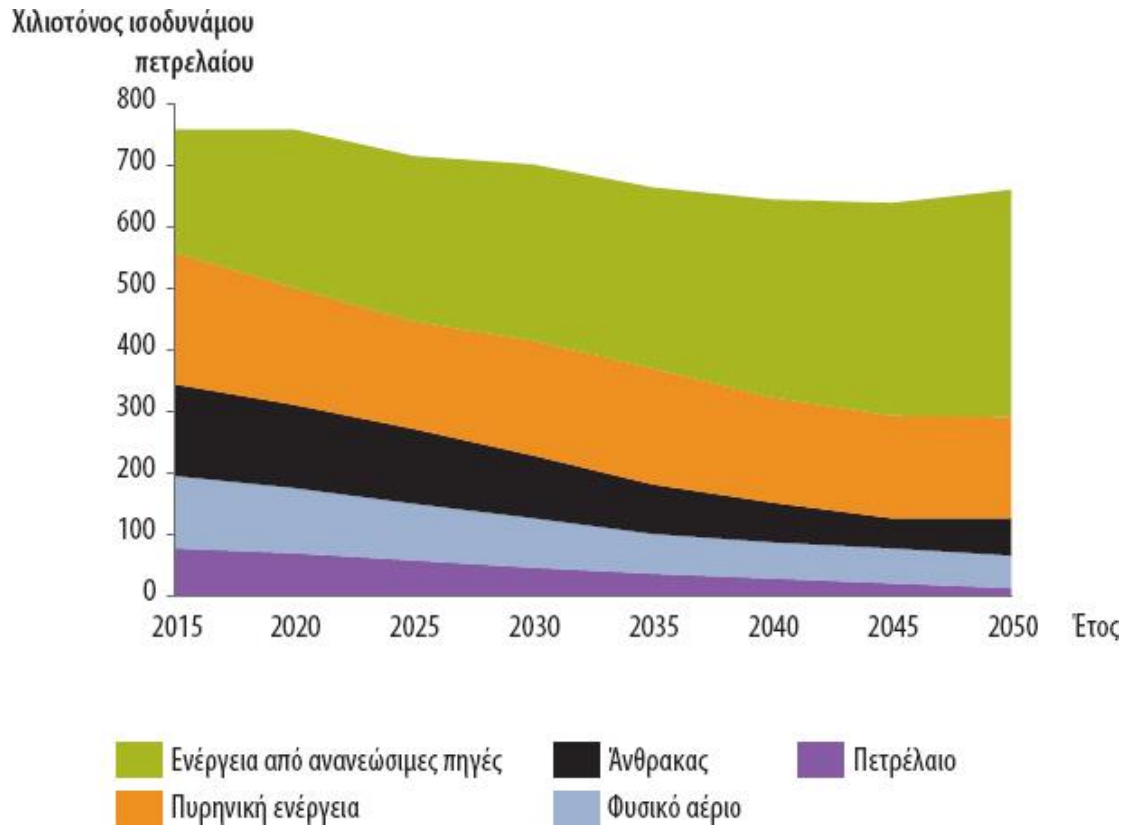
Παρότι το φυσικό αέριο είναι πιο καθαρό καύσιμο και συνεισφέρει στην αντιμετώπιση της κλιματικής αλλαγής, απαραίτητη είναι και η χρήση μη ρυπογόνων μεθόδων. Μη ρυπογόνες μέθοδοι παραγωγής ενέργειας είναι η οι Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ). Οι ΑΠΕ ανανεώνονται μέσω του κύκλου της φύσης και θεωρούνται πρακτικά ανεξάντλητες. Ο ήλιος, ο άνεμος, τα ποτάμια, οι οργανικές ύλες όπως το ξύλο και ακόμη τα απορρίμματα οικιακής και γεωργικής προέλευσης, είναι πηγές ενέργειας που η προσφορά τους δεν εξαντλείται ποτέ. Το ενδιαφέρον για την ευρύτερη αξιοποίηση και ανάπτυξη των ΑΠΕ εμφανίστηκε μετά την πρώτη πετρελαϊκή κρίση του 1979 και συνεχίστηκε την επόμενη δεκαετία, μετά τη συνειδητοποίηση των παγκόσμιων περιβαλλοντικών προβλημάτων. Για πολλές χώρες, οι ΑΠΕ αποτελούν μία σημαντική εγχώρια πηγή ενέργειας, με μεγάλες δυνατότητες ανάπτυξης σε τοπικό και εθνικό επίπεδο. Συνεισφέρουν σημαντικά στο ενεργειακό τους ισοζύγιο, συμβάλλοντας στη μείωση της εξάρτησης από το ακριβό και εισαγόμενο πετρέλαιο και στην ενίσχυση της ασφάλειας του ενεργειακού τους εφοδιασμού. Παράλληλα, συντελούν και στην προστασία του περιβάλλοντος, καθώς η αξιοποίησή τους δεν το επιβαρύνει, αφού δεν συνοδεύεται από παραγωγή ρύπων ή αερίων τα οποία ενισχύουν τον κίνδυνο για κλιματικές αλλαγές [1.5].

Τα περιβαλλοντικά προβλήματα και η αντιμετώπισή τους έχουν απασχολήσει την διεθνή κοινότητα. Ιδιαίτερα η Ευρωπαϊκή Ένωση (ΕΕ) αναπτύσσει ενεργειακή πολιτική στην κατεύθυνση αυτή με την έκδοση οδηγιών προς τα κράτη-μέλη, έχοντας θέσει ως στόχο το «20-20-20». Ο στόχος αυτός προβλέπει, το σύνολο των κρατών μελών μέχρι το 2020 να επιτύχει 20% μείωση των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου σε σχέση με τα επίπεδα του 1990 σύμφωνα με την Οδηγία 2009/29/ΕΚ, 20% διείσδυση των ΑΠΕ στην ακαθάριστη τελική κατανάλωση ενέργειας σύμφωνα με την Οδηγία 2009/28/ΕΚ και 20% εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας [1.6]. Παρακάτω απεικονίζονται το ενωσιακό και εθνικό μερίδιο ενέργειας από

ανανεώσιμες πηγές στην ακαθάριστη τελική κατανάλωση το 2005 και το 2015, οι στόχοι για το 2020, καθώς και η παραγωγή ενέργειας ανά είδος καυσίμου στην ΕΕ και η πρόβλεψή για την εξέλιξη της στο μέλλον.



Εικόνα 1.3 Ενωσιακό και εθνικό μερίδιο ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές στην ακαθάριστη τελική κατανάλωση το 2005 και το 2015, και στόχοι για το 2020 [1.7]



Εικόνα 1.4 Παραγωγή ενέργειας στην ΕΕ ανά είδος καυσίμου [1.8]

Ειδικότερα για την Ελλάδα, στόχος είναι η μείωση κατά 4% των εκπομπών αερίων ρύπων του θερμοκηπίου στους τομείς εκτός εμπορίας σε σχέση με το 2005 και διείσδυση των ΑΠΕ στην ακαθάριστη τελική κατανάλωση κατά 18%. Η Ελληνική κυβέρνηση με το νόμο 3851/2010 αύξησε τον εθνικό στόχο συμμετοχής των ΑΠΕ στο 20% ο οποίος μεταφράζεται σε 40% συμμετοχή των ΑΠΕ στην ηλεκτροπαραγωγή, 20% σε ανάγκες θέρμανσης-ψύξης και 10% σε μεταφορές [1.7].

Βιβλιογραφία 1^ο Κεφαλαίου

[1.1] Ε. Κακαράς, Σ. Καρέλλας, *Αποκεντρομένα Θερμικά Συστήματα*. Αθήνα: Εκδόσεις ΤΣΟΤΡΑΣ, 2015.

[1.2] BP Statistical Review of World Energy, June 2015

[1.3] "ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ", *Ypeka.gr*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://www.ypeka.gr/Default.aspx?tabid=280&language=el-GR>. [Πρόσβαση: 02-Μαΐου- 2018].

[1.4] O. Laboratory, "2013 Global Carbon Project", *Cdiac.ornl.gov*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://cdiac.ornl.gov/GCP/carbonbudget/2013/>. [Πρόσβαση: 05- Μαΐου- 2018].

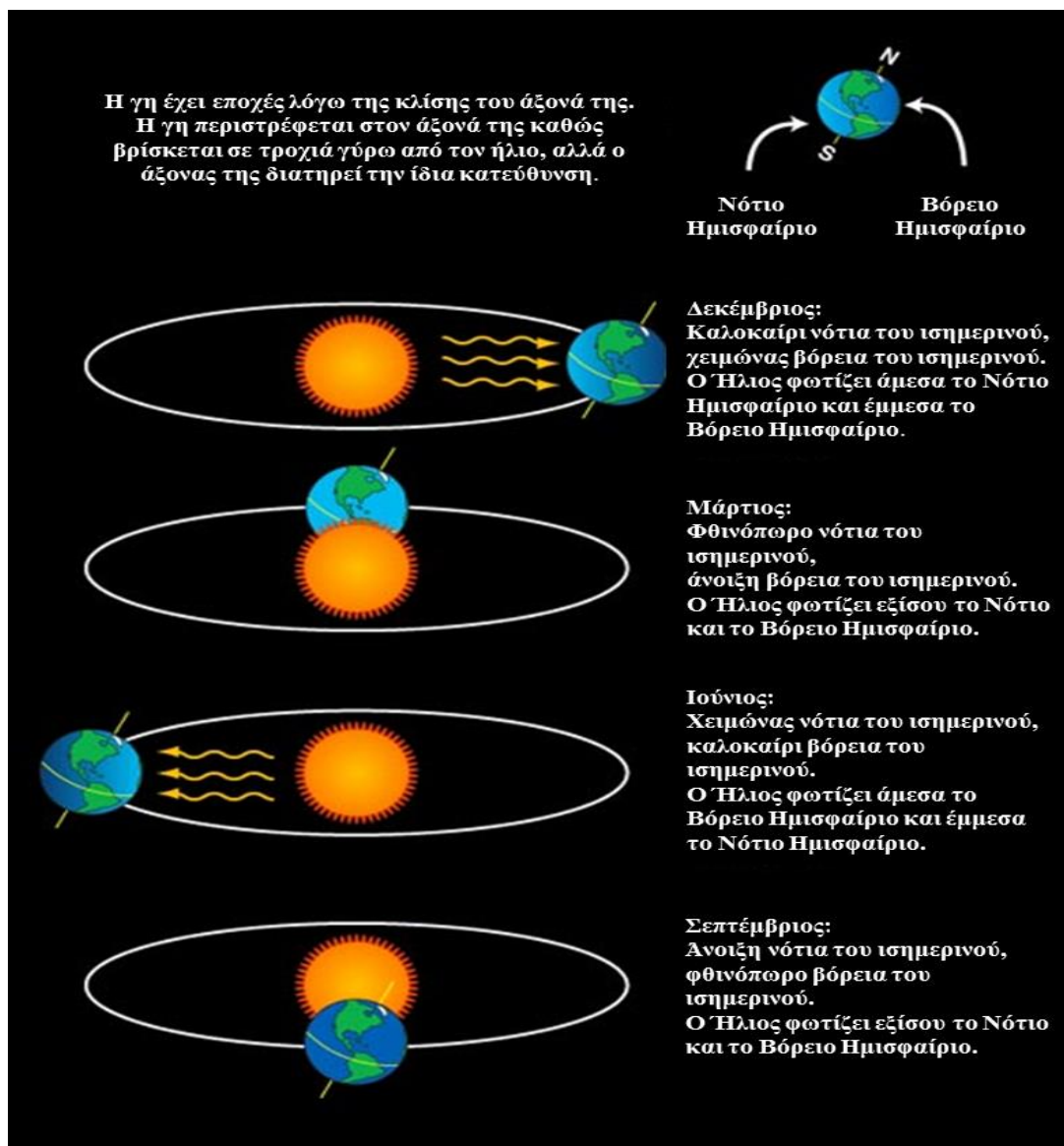
[1.5] "Ενέργεια και Πολίτης", *Cres.gr*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: http://www.cres.gr/kape/energeia_politis/energeia_politis.htm. [Πρόσβαση: 02-Μαΐου- 2018].

- [1.6] *Ypeka.gr*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο:
<http://www.ypeka.gr/LinkClick.aspx?fileticket=vBWJVY3FdTk%3d&tabid=37>.
[Πρόσβαση: 02- Μαΐου- 2018].
- [1.7] Προσαρμογή από το «Second Report on the State of the Energy Union»,
Ευρωπαϊκή Επιτροπή, 2017.
- [1.8] Ευρωπαϊκή Επιτροπή, «EU Reference Scenario 2016» (προσομοίωση μοντέλου
Primes).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ

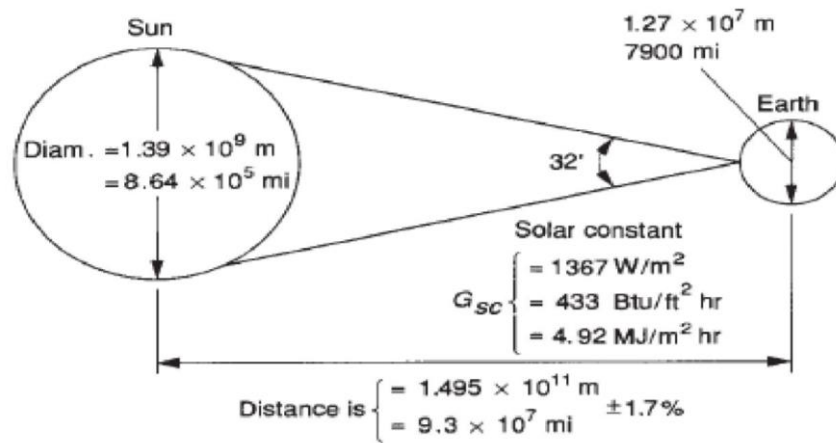
2.1 Ο ήλιος

Ο ήλιος είναι μια καυτή μπάλα, θερμοκρασίας περίπου 5500 °C, λαμπυρίζοντων αερίων στην καρδιά του ηλιακού μας συστήματος. Η βαρύτητα του συγκρατεί το ηλιακό σύστημα διατηρώντας τα πάντα στην τροχιά τους. Η σύνδεση και η αλληλεπίδραση μεταξύ ηλίου και γης είναι αυτή που δημιουργεί τις εποχές, τα θαλάσσια ρεύματα, τον καιρό, το κλίμα, τις ζώνες ακτινοβολίας και τα σέλας [2.1]. Σημειώνεται ότι η ύπαρξη των εποχών οφείλεται στην κλίση του άξονα της γης, ο οποίος διατηρεί την κατεύθυνσή του κατά την περιστροφή γύρω από τον ήλιο. Η επόμενη εικόνα δείχνει την αλλαγή των εποχών στο βόρειο και το νότιο ημισφαίριο καθώς η γη περιστρέφεται γύρω από τον ήλιο.



Εικόνα 2.1 Η αλλαγή των εποχών κατά την περιστροφή της γης γύρω από τον ήλιο [2.2]

Για λόγους σύγκρισης αναφέρεται ότι η διάμετρος της γης είναι 12.7 Mm ενώ του ηλίου 1390 Mm. Η μέση μεταξύ των απόσταση μεταβάλλεται κατά $\pm 1.7\%$ της μέσης απόστασης γης-ηλίου, η οποία είναι 149.5 Gm. Στη μέση αυτή απόσταση η ενέργεια που δέχεται η γη εκτός ατμοσφαιράς ανά μονάδα χρόνου σε μοναδιαία επιφάνεια κάθετη στη διεύθυνση διάδοσης της ακτινοβολίας ονομάζεται ηλιακή σταθερά και λαμβάνει την τιμή $G_{sc}=1353 \text{ W/m}^2$ [2.3]. Τα προηγούμενα παρουσιάζονται στην εικόνα που ακολουθεί.

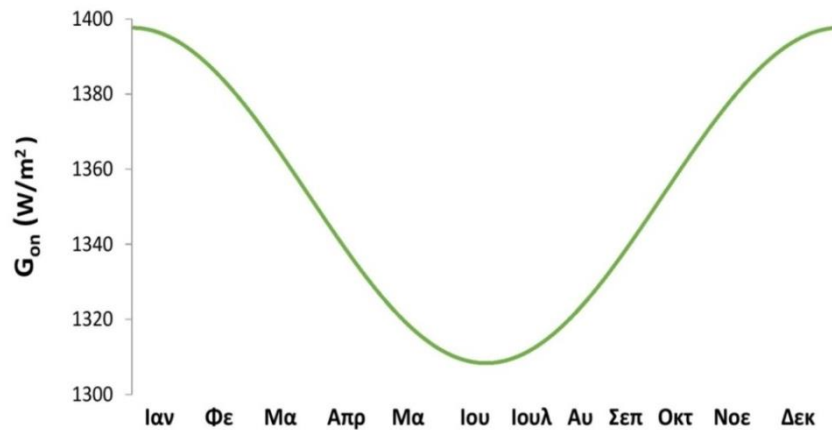


Εικόνα 2.2 Σχέση μεταξύ ηλίου και γης [2.3]

Η ηλιακή ακτινοβολία εκτός ατμοσφαιράς σε επίπεδο κάθετο στη διάδοση της ακτινοβολίας μεταβάλλεται σύμφωνα με την απόσταση της γης από τον ήλιο, λαμβάνοντας τη μέγιστη της τιμή στις 4 Ιανουαρίου που η απόσταση είναι η ελάχιστη (περιήλιο) και την ελάχιστη τιμή στις 5 Ιουλίου που η απόσταση είναι η μέγιστη (αφήλιο) [2.2]. Η μεταβολή αυτή δίνεται από την παρακάτω σχέση [2.3]:

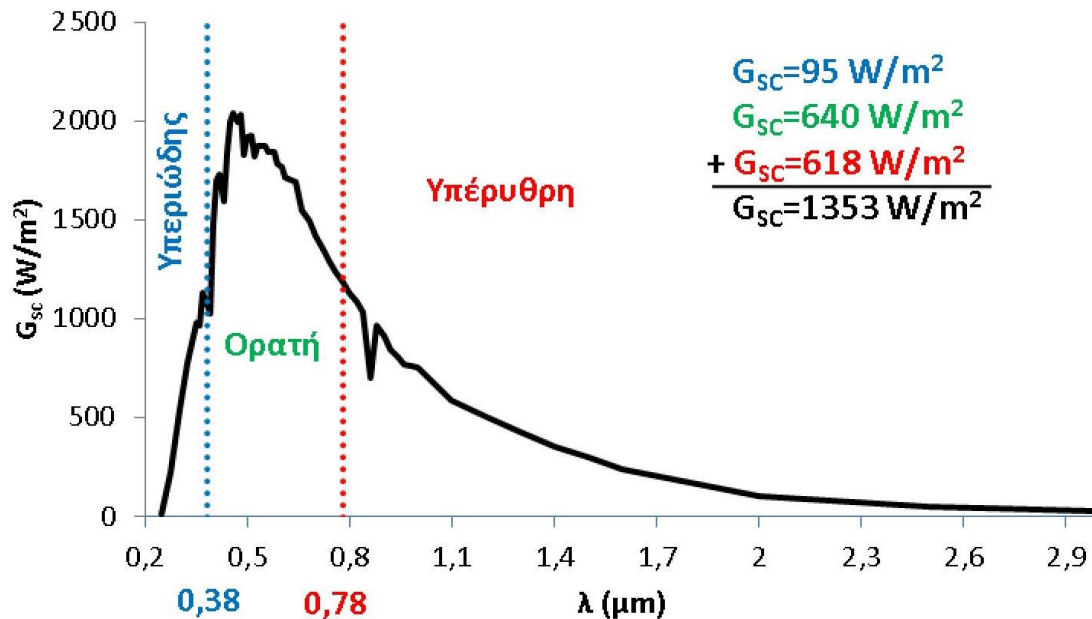
$$G_{on} = G_{sc} \cdot \left[1 + 0.033 \cdot \cos \left(360 \cdot \frac{\text{Ημέρα}}{365} \right) \right], \quad (2.1)$$

,όπου $\text{Ημέρα} = 1 \div 365$ είναι η ημέρα του έτους. Η μεταβολή αυτή απεικονίζεται στη συνέχεια.



Εικόνα 2.3 Ακτινοβολία κάθετου επιπέδου εκτός ατμοσφαιράς

Η ηλιακή ακτινοβολία εκπέμπεται σε φάσμα, της οποίας η κατανομή για τη μέση απόσταση ηλίου-γης και για συνθήκες εκτός ατμοσφαιράς παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.4. Η φασματική κατανομή χωρίζεται στην περιοχή υπεριώδους ακτινοβολίας, που περιλαμβάνει μήκη κύματος μικρότερα από 0.38 μm, στην περιοχή ορατής ακτινοβολίας με μήκη κύματος μεγαλύτερα από 0.38 μm και μικρότερα από 0.78 μm και στην περιοχή υπέρυθρης ακτινοβολίας με μήκη κύματος μεγαλύτερα από 0.78 μm με αντίστοιχη ενέργεια σε κάθε περιοχή 95 W/m², 640 W/m² και 618 W/m² που αθροιστικά δίνουν την ηλιακή σταθερά $G_{sc}=1353 \text{ W/m}^2$ [2.3].



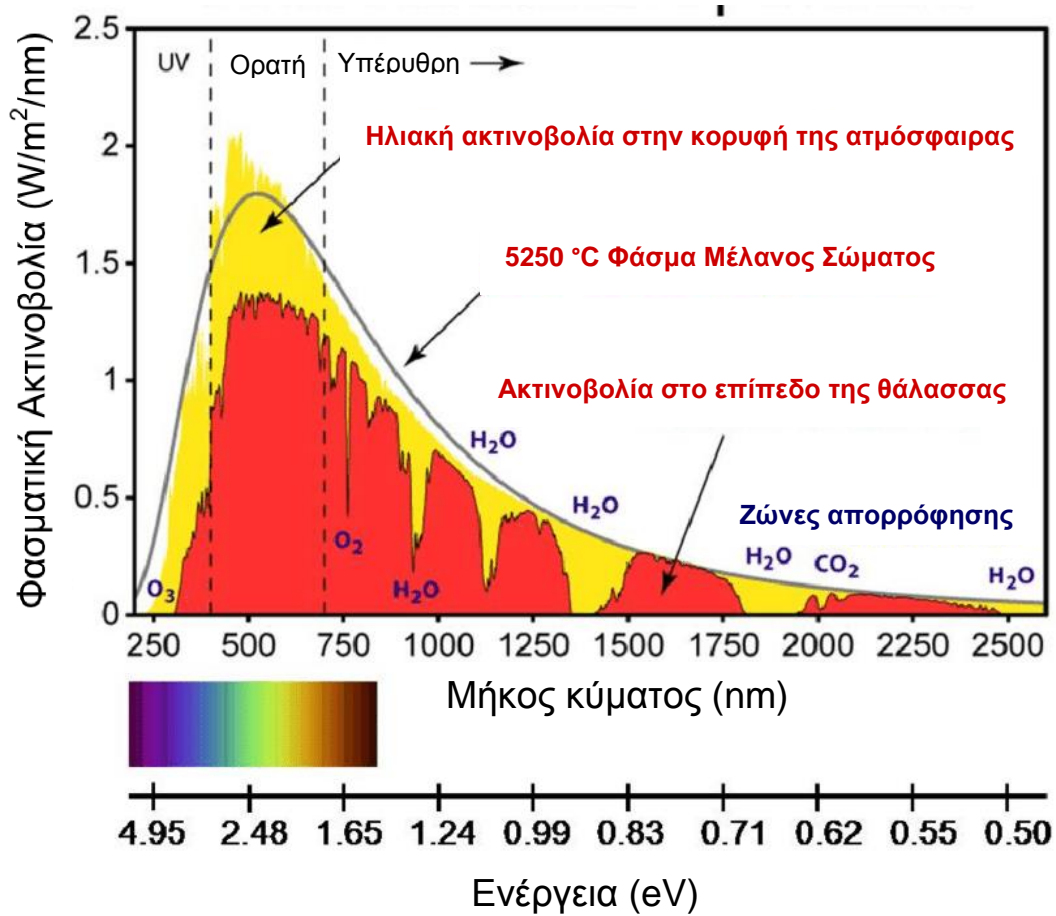
Εικόνα 2.4 Φασματική κατανομή ηλιακής ακτινοβολίας εκτός της ατμόσφαιρας [2.4]

2.2 Η ηλιακή ακτινοβολία εντός της ατμόσφαιρας

Η ηλιακή ακτινοβολία εξασθενεί κατά τη διέλευσή της στην ατμόσφαιρα της γης λόγω διασκορπισμού που υφίσταται από τα μόρια του αέρα, του υδρατμού και της σκόνης αλλά και λόγω της απορρόφησης από το O₃, H₂O, και CO₂. Η ακτινοβολία που προέρχεται από το διασκορπισμό ονομάζεται **διάχυτη ακτινοβολία**, ενώ η ακτινοβολία που φθάνει στη γη ύστερα από τη μεσολάβηση του διασκορπισμού και της απορρόφησης ονομάζεται **άμεση ακτινοβολία**. Το άθροισμα αυτών των δύο δίνει την **ολική ακτινοβολία**. Σημειώνεται ότι στη διάχυτη ακτινοβολία που δέχεται μια επιφάνεια συμπεριλαμβάνεται και η ανακλώμενη από παρακείμενες επιφάνειες ακτινοβολία [2.3].

Η απορρόφηση της ηλιακής ακτινοβολίας γίνεται κατά ζώνες του φάσματός της. Η φασματική κατανομή της ακτινοβολίας στο επίπεδο της θάλασσας η οποία φαίνεται στην Εικόνα 2.5 που ακολουθεί, συμπεριλαμβάνει την επίδραση της απορρόφησης και του διασκορπισμού, ενώ παρουσιάζονται και τα στοιχεία της ατμόσφαιρας που επηρεάζουν την κάθε ζώνη. Για λόγους σύγκρισης απεικονίζονται, επίσης, η φασματική κατανομή της ηλιακής ακτινοβολίας εκτός ατμοσφαιράς και του μέλανος

σώματος. Σημειώνεται ότι η εξασθένηση της ακτινοβολίας αυξάνει όσο αυξάνει η διαδρομή της μέσα στην ατμόσφαιρα, οπότε εμφανίζονται αντίστοιχες μεταβολές στην φασματική της κατανομή [2.3].



Εικόνα 2.5 Φασματική κατανομή της ηλιακής ακτινοβολίας [2.5]

Η ακτινοβολία οριζόντιας επιφάνειας εκτός ατμόσφαιρας δίνεται από τη σχέση [2.3]:

$$G_o = G_{on} \cdot \cos \theta_z, \quad (2.2)$$

,όπου θ_z η γωνία ζενίθ η οποία είναι η γωνία που σχηματίζεται από την κατακόρυφο και την ευθεία όρασης του ηλίου όπως αναφέρεται στην επόμενη ενότητα.

Για την ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, ισχύει:

$$G = G_b + G_d, \quad (2.3)$$

,όπου G_b η άμεση και G_d η έμμεση ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου αντίστοιχα.

Ολοκληρώνοντας χρονικά της παραπάνω σχέσεις είναι δυνατόν να υπολογισθούν οι αντίστοιχες ωριαίες (I) και ημερήσιες (H) ακτινοβολίες. Οι συντελεστές αιθριότητας δίνουν τη δυνατότητα υπολογισμού της ηλιακής ακτινοβολίας εντός ατμόσφαιρας

από αυτή εκτός ατμοσφαιράς. Η περιοχή και η νέφωση επηρεάζουν την τιμή των συντελεστών αυτών. Η μορφή ενός τέτοιου συντελεστή είναι η εξής:

$$K_T = \frac{G}{G_o}, \quad (2.4)$$

Αντί για τη στιγμιαία ακτινοβολία μπορεί να χρησιμοποιηθεί η ωριαία, η ημερήσια ή η μέση μηνιαία [2.4].

2.3 Ορισμός γωνιών

Για τη μελέτη ηλιακών συστημάτων είναι απαραίτητος ο ορισμός μεγεθών τα οποία παρουσιάζονται στη συνέχεια και εξαρτώνται από τη σχετική θέση ηλίου-γης αλλά και τη θέση και τον προσανατολισμό της εξεταζόμενης επιφάνειας.

Ηλιακή απόκλιση (δ): Είναι η γωνιακή θέση του ηλίου κατά το ηλιακό μεσημέρι (δηλαδή, τη χρονική στιγμή που ο ήλιος τέμνει τον μεσημβρινό του παρατηρητή) ως προς το επίπεδο του ισημερινού. Η γωνία αυτή έχει μέγιστη τιμή 23.45° και ελάχιστη -23.45° με θετικές τιμές προς το βορρά και αρνητικές προς το νότο, και δίνεται από τη σχέση [2.3]:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin \left(360 \cdot \frac{284 + \text{Ημέρα}}{365} \right), \quad (2.5)$$

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

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

Αζιμούθιο επιφάνειας (γ): Είναι η γωνία που σχηματίζεται από την προβολή της καθέτου στην επιφάνεια πάνω στο οριζόντιο επίπεδο και τη νότια κατεύθυνση. Σημειώνεται ότι στο νότο ισχύει $\gamma = 0^\circ$, ενώ παίρνει θετικές τιμές προς τη δύση και αρνητικές προς την ανατολή. Επίσης ισχύει $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.

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

Ωριαία γωνία (ω): Είναι η γωνιακή μετατόπιση του ηλίου ανατολικά ή δυτικά του τοπικού μεσημβρινού λόγω της περιστροφής της γης περί τον άξονά της με ρυθμό $0.25^\circ/\text{min}$. Προφανώς ισχύει η σχέση:

$$\omega = 0.25 \cdot (\text{min από το ηλιακό μεσημέρι}), \quad (2.6)$$

,με $\omega > 0$ για μετά μεσημβρίας και $\omega < 0$ για προ μεσημβρίας.

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

Γεωγραφικό πλάτος (φ): Είναι η γωνία που προσδιορίζει το πόσο βόρεια ή νότια είναι ο εξεταζόμενος τόπος από τον ισημερινό. Οι τιμές που λαμβάνει το γεωγραφικό πλάτος είναι $-90^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$, με θετικές τιμές για το βόρειο ημισφαίριο και αρνητικές για το νότιο.

Γωνία πρόσπτωσης (θ): Είναι η γωνία μεταξύ των προσπιπτουσών ηλιακών ακτινών (άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας, G_{bn}) στην επιφάνεια και της καθέτου στην επιφάνεια (ή των καθέτων στην επιφάνεια ακτινών, G_{bT}). Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin \varphi \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega, \quad (2.7)$$

Για οριζόντιες επιφάνειες ($\beta = 0^\circ$) η γωνία πρόσπτωσης θ , ταυτίζεται με τη γωνία ζενίθ θ_z και υπολογίζεται με αντικατάσταση στην παραπάνω σχέση:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \cdot \sin \varphi + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega, \quad (2.8)$$

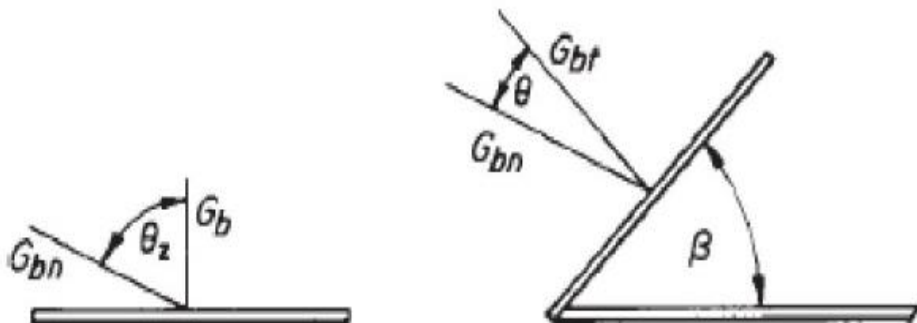
Από τη σχέση αυτή, για $\theta_z = 90^\circ$ υπολογίζεται η ωριαία γωνία δύσης ηλίου (ω_s), δηλαδή:

$$\cos \omega_s = -\frac{\sin \varphi \cdot \sin \delta}{\cos \varphi \cdot \cos \delta} = -\tan \varphi \cdot \tan \delta, \quad (2.9)$$

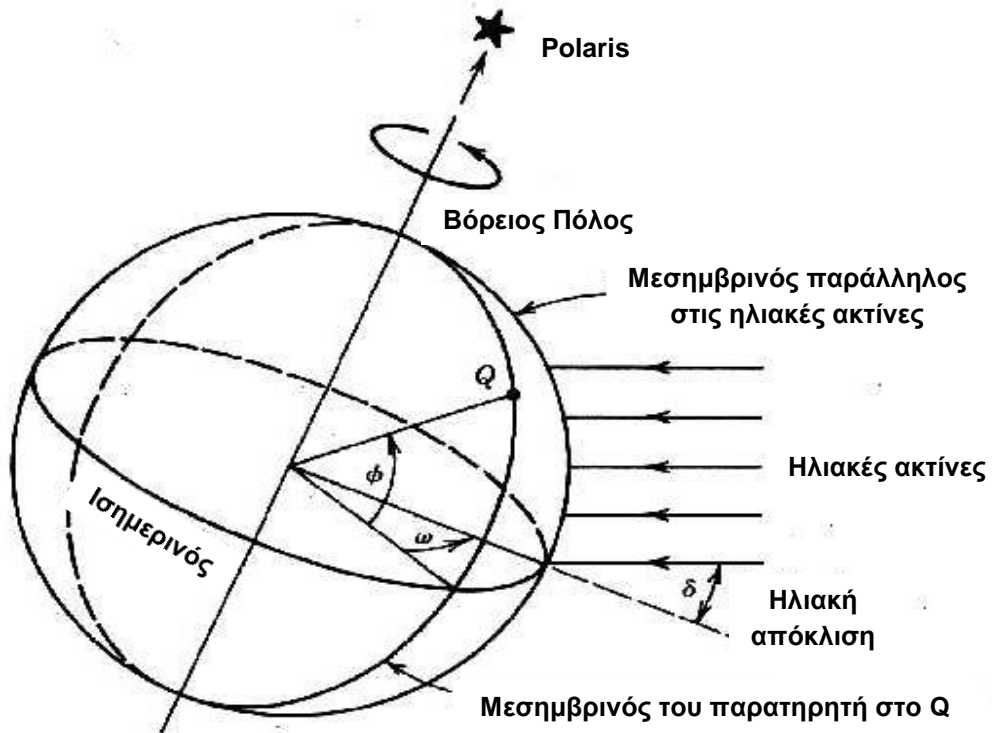
Η προηγούμενη εξίσωση δίνει ως λύση δύο γωνίες η διαφορά των οποίων μεταφρασμένη σε ώρες δίνει τη διάρκεια της ημέρας [2.3]. Επομένως προκύπτει:

$$N = \frac{2}{15} \cdot \cos^{-1}(-\tan \varphi \cdot \tan \delta), \quad (2.10)$$

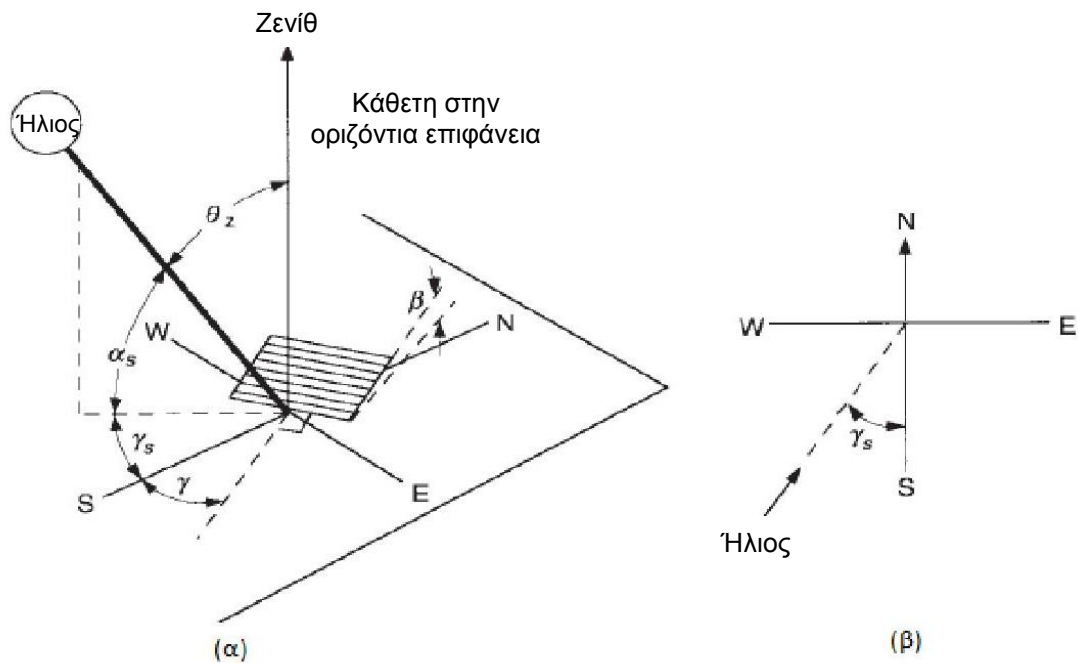
Στις επόμενες εικόνες απεικονίζονται σχηματικά οι γωνίες που περιγράφηκαν παραπάνω. Στην Εικόνα 2.9 παρουσιάζεται η μεταβολή της ηλιακής απόκλισης, δ , και η διάρκεια της ημέρας για την Αθήνα ($\varphi = 37.97^\circ$) κατά τη διάρκεια του έτους.



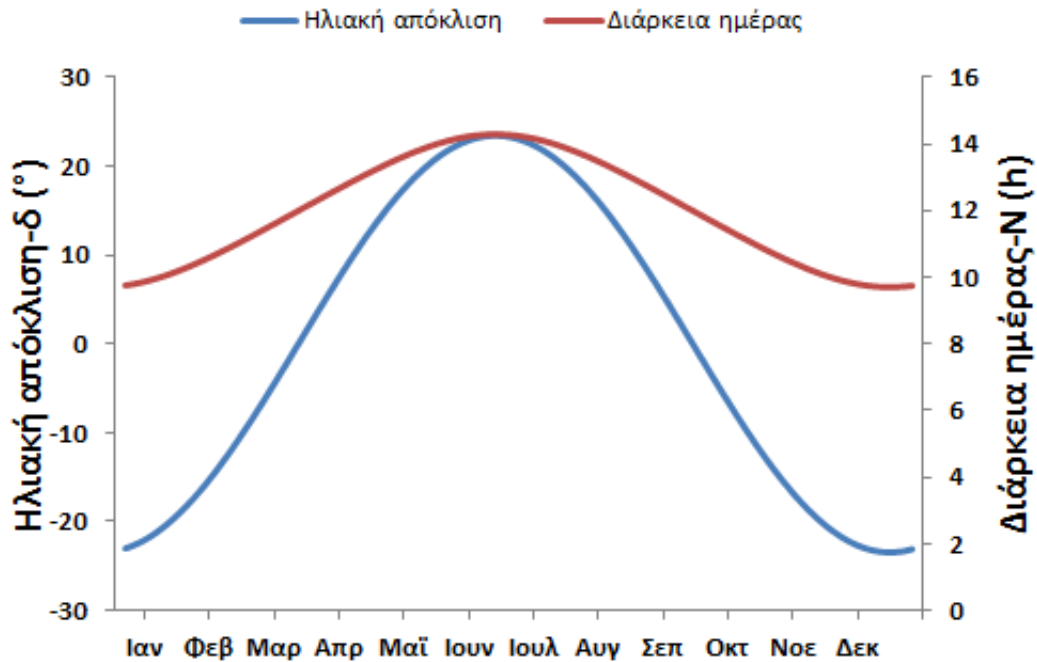
Εικόνα 2.6 Σχηματική απεικόνιση γωνίας ζενίθ (θ_z), γωνίας πρόσπτωσης (θ) και κλίσης επιπέδου (β) [2.3]



Εικόνα 2.7 Σχηματική απεικόνιση ηλιακής απόκλισης (δ), ωριαίας γωνίας (ω) και γεωγραφικού πλάτους (ϕ) [2.6]



Εικόνα 2.8 Σχηματική απεικόνιση γωνίας ζενίθ (θ_z), αζιμούθιου επιφανείας (γ), αζιμούθιου ηλίου (γ_s) και κλίσης επιφανείας (β) [2.7]



Εικόνα 2.9 Μεταβολή ηλιακής απόκλισης (δ) και διάρκειας ημέρας (N) κατά τη διάρκεια του έτους

Γωνία πρόσπτωσης σε κινούμενα επίπεδα: Συχνά οι συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες φέρουν μηχανισμό κίνησης ώστε να παρακολουθούν την κίνηση του ηλίου [2.3]. Στη συνέχεια, δίνεται η γωνία πρόσπτωσης για τις συνηθέστερες περιπτώσεις κινουμένων επιπέδων όπως προκύπτουν από τη γενική εξίσωση (2.7):

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

$$\cos \theta = \sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos \omega, \quad (2.11)$$

β) Όμοια με την προηγούμενη περίπτωση αλλά με συνεχή ρύθμιση ώστε να ελαχιστοποιείται η γωνία πρόσπτωσης:

$$\cos \theta = (1 - \cos^2 \delta \cdot \sin^2 \omega)^{1/2}, \quad (2.12)$$

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

$$\cos \theta = [(\sin \varphi \cdot \sin \delta + \cos \varphi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega)^2 + \cos^2 \delta \cdot \sin^2 \omega]^{1/2}, \quad (2.13)$$

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

$$\cos \theta = \cos \delta, \quad (2.14)$$

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

$$\cos \theta = 1, \quad (2.15)$$

2.4 Προσπίπτουσα ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια

Όπως έχει ήδη αναφερθεί στο υποκεφάλαιο 2.2, μία επιφάνεια δέχεται άμεση και διάχυτη ακτινοβολία. Για τη μελέτη της προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια είναι χρήσιμο να οριστεί ο λόγος της άμεσης ακτινοβολίας που προσπίπτει στην κεκλιμένη επιφάνεια προς την αντίστοιχη του οριζοντίου επιπέδου, που ονομάζεται λόγος R_b [2.3]. Δηλαδή ισχύει:

$$R_b = \frac{G_{bT}}{G_b} = \frac{G_{bn} \cos \theta_z}{G_{bn} \cos \theta} = \frac{\cos \theta_z}{\cos \theta}, \quad (2.16)$$

,όπου G_{bn} η άμεση ακτινοβολία που δέχεται επίπεδο κάθετο στις ηλιακές ακτίνες.

Κατά όμοιο τρόπο ορίζεται ο λόγος διάχυτης και ολικής ακτινοβολίας από τις αντίστοιχες σχέσεις:

$$R_d = \frac{G_{dT}}{G_d}, \quad (2.17)$$

$$R = \frac{G_T}{G}, \quad (2.18)$$

Η ολική προσπίπτουσα ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου δίνεται προφανώς από τη σχέση:

$$G_T = G_{bT} + G_{dT} = R_b \cdot G_b + R_d \cdot G_d, \quad (2.19)$$

Το πρόβλημα υπολογισμού της ολικής ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου, στην περίπτωση που είναι γνωστές οι τιμές G_b , G_d , G συνίσταται στον υπολογισμό του R_d καθώς το R_b είναι δυνατό να υπολογιστεί από την εξίσωση (2.16). Για την εκτίμηση του R_d έχουν αναπτυχθεί τρία βασικά μοντέλα (υπάρχουν περισσότερα) που κάνουν διαφορετικές υποθέσεις για την προέλευση της διάχυτης ακτινοβολίας [2.3]. Τα μοντέλα αυτά παρουσιάζονται παρακάτω:

A. Μοντέλο διαυγούς ατμόσφαιρας

Γίνεται η θεώρηση ότι όλη η διάχυτη ακτινοβολία προέρχεται από την περιοχή του ήλιου, επομένως άμεση και διάχυτη ακτινοβολία έχουν την ίδια κατεύθυνση και ισχύει $R_d = R_b = R$. Συνεπώς προκύπτει:

$$G_T = R_b \cdot G_b + R_d \cdot G_d = R_b \cdot G, \quad (2.20)$$

Το μοντέλο αυτό είναι κατάλληλο για ατμόσφαιρα χωρίς νέφωση.

B. Μοντέλο νεφελώδους ατμόσφαιρας

Με την υπόθεση ότι η διάχυτη ακτινοβολία είναι ισότροπη και ότι η ανακλώμενη ακτινοβολία από το έδαφος και τις γειτονικές επιφάνειες είναι ισοδύναμη με την διάχυτη προερχόμενη από τον ουρανό, είναι προφανές ότι η κεκλιμένη επιφάνεια ανεξάρτητα της κλίσης και του προσανατολισμού της, δέχεται την ίδια διάχυτη ακτινοβολία, δηλαδή ισχύει $R_d = 1$. Επομένως συνεπάγεται ότι:

$$G_T = R_b \cdot G_b + G_d, \quad (2.21)$$

Η θεώρηση αυτή είναι κατάλληλη για ομοιόμορφη νέφωση και θαμπή ατμόσφαιρα.

Γ. Βελτιωμένο μοντέλο Liu and Jordan (1963)

Το μοντέλο αυτό είναι βελτίωση του προηγούμενου και θεωρεί ότι η ακτινοβολία που δέχεται μια κεκλιμένη επιφάνεια έχει τρεις συνιστώσες. Αυτές είναι:

1. Η άμεση ακτινοβολία: $G_b R_b$
2. Η διάχυτη ακτινοβολία που προέρχεται από τον ουρανό: $G_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right)$
3. Η διάχυτη ακτινοβολία που προέρχεται από την ανάκλαση της ολικής στο έδαφος: $(G_b + G_d) r \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$

,όπου $(1 + \cos \beta)/2$ και $(1 - \cos \beta)/2$ οι παράγοντες όρασης ουρανού και εδάφους αντίστοιχα, του κεκλιμένου επιπέδου, και r η ανακλαστικότητα του εδάφους που για συνηθισμένο έδαφος λαμβάνει τιμή 0.2, ενώ μπορεί να φτάσει έως 0.7 για χιονισμένο έδαφος. Το άθροισμα των τριών συνιστωσών δίνει την ολική ακτινοβολία που προσπίπτει στο κεκλιμένο επίπεδο όπως φαίνεται στην παρακάτω σχέση:

$$G_T = R_b \cdot G_b + G_d \cdot \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + (G_b + G_d) r \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right), \quad (2.22)$$

Το πιο αξιόπιστο μοντέλο, αν και όχι απολύτως ικανοποιητικό, είναι αυτό των Liu and Jordan. Πρέπει, επίσης, να σημειωθεί ότι οι προηγούμενες σχέσεις μπορούν να χρησιμοποιηθούν και για τον υπολογισμό της ωριαίας, της ημερήσιας και της μηνιαίας μέσης μέρας του μήνα.

Όπως έχει γίνει εμφανές η προσπίπτουσα ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια επηρεάζεται από τον προσανατολισμό της (δηλαδή το αζιμούθιο γ) και την κλίση της. Η επιλογή προσανατολισμού και κλίσης για βέλτιστη ενεργειακή αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας ανάλογα με τις απαιτήσεις, συνοψίζεται στα εξής:

- Για μέγιστη ετήσια ενέργεια, $\beta = \varphi$
- Για μέγιστη ενέργεια κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού, $\beta = \varphi - 15^\circ$
- Για μέγιστη ενέργεια κατά τη διάρκεια του χειμώνα, $\beta = \varphi + 15^\circ$

- Ο βέλτιστος προσανατολισμός είναι ο νότιος ($\gamma=0^\circ$) για το βόρειο ημισφαίριο και ο βόρειος ($\gamma=180^\circ$) για το νότιο ημισφαίριο.

Αποκλίσεις από τις τιμές αυτές προκαλούν μικρές μειώσεις στην προσπίπτουσα ακτινοβολία [2.3].

2.5 Μέτρηση ηλιακής ακτινοβολίας

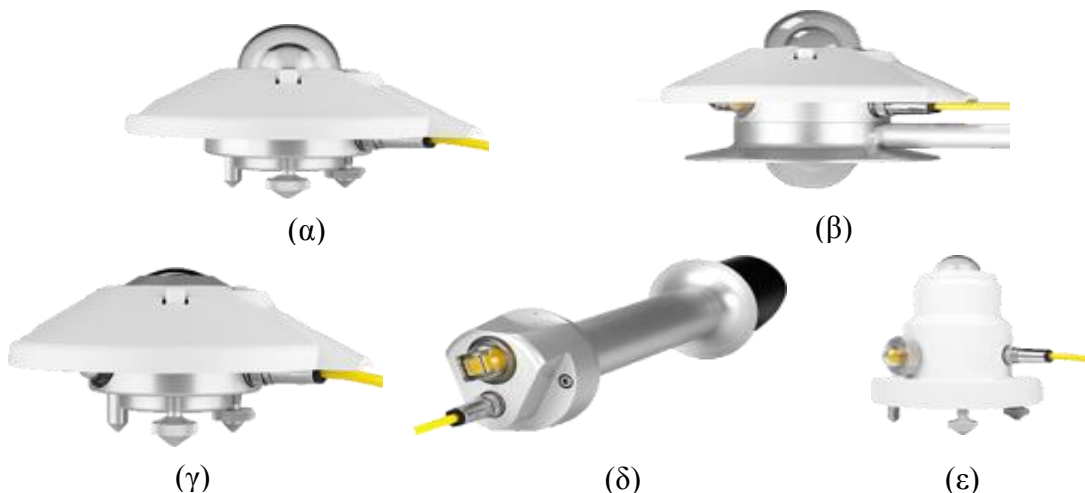
Πυρανόμετρο: Το πιο συνηθισμένο όργανο για τη μέτρηση της ηλιακής ακτινοβολίας είναι το πυρανόμετρο. Το πυρανόμετρο είναι ένα ακτινόμετρο που έχει σχεδιαστεί για τη μέτρηση της ηλιακής ακτινοβολίας σε W/m^2 που προσπίπτει σε μια επίπεδη επιφάνεια από το άνω ημισφαίριο της συσκευής, σε ένα εύρος μήκους κύματος τουλάχιστον 300 έως 2800 nm. Μετρά δηλαδή, την συνολική ηλιακή ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου, η οποία απαρτίζεται από την άμεση ακτινοβολία και τη διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου από τον ουράνιο θόλο. Έχει τη δυνατότητα να μετρά τη διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου που προέρχεται από τον ουράνιο θόλο, αν σκιάζεται από το άμεσο ηλιακό φως. Η άμεση κάθετα προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία μετριέται με πυρηλιόμετρο [2.8].

Αλβεδόμετρο: Το αλβεδόμετρο είναι ένα όργανο μέτρησης ολικής και ανακλώμενης ακτινοβολίας με παρόμοια αρχή λειτουργίας με το πυρανόμετρο [2.9].

Πυργεόμετρο: Το πυργεόμετρο χρησιμοποιείται για τη μέτρηση της ατμοσφαιρικής ακτινοβολίας μεγάλου μήκους κύματος (4.4 ... 50 μm) σε μία επίπεδη επιφάνεια [2.9].

Πυρηλιόμετρο: Το πυρηλιόμετρο είναι από τα σημαντικότερα μετρητικά όργανα μαζί με το πυρανόμετρο και χρησιμοποιείται για την μέτρηση της άμεσης κάθετα προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας, ευρισκόμενο συνεχώς στραμμένο προς τον ήλιο με τη βοήθεια ηλιακού ιχνηλάτη [2.9].

UV ακτινόμετρο: Χρησιμοποιείται για τη μέτρηση της υπεριώδους ακτινοβολίας [2.9].



Εικόνα 2.10 Πυρανόμετρο (α), Αλβεδόμετρο (β), Πυργεόμετρο (γ), Πυρηλιόμετρο (δ), UV ακτινόμετρο (ε) [2.9]

2.6 Ηλιακά συστήματα

Ο όρος ηλιακή ενέργεια χρησιμοποιείται για να εκφράσει το σύνολο των διαφορετικών μορφών ενέργειας που πηγάζουν από τον ήλιο. Διάφορα στοιχεία και ενώσεις στη γη απορροφούν το φως και τη θερμότητα που ακτινοβολούνται και τα μετατρέπουν σε άλλες μορφές ενέργειας. Η ηλιακή ενέργεια που φθάνει στη γη αξιοποιείται από τη σημερινή τεχνολογία σε μηδαμινό ποσοστό με τη χρήση τριών ειδών συστημάτων που παρουσιάζονται στη συνέχεια [2.10].

Θερμικά ηλιακά συστήματα (ενεργητικά ηλιακά συστήματα): Τα συστήματα αυτά συλλέγουν την ηλιακή ακτινοβολία και στη συνέχεια τη μεταφέρουν σε κάποιο ρευστό, συνήθως νερό ή αέρα, με τη μορφή θερμότητας. Η τεχνολογία αυτή είναι πολύ απλή και βρίσκει εφαρμογή σε θερμικές χρήσεις χαμηλών θερμοκρασιών, όπως στην παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, με τους ιδιαίτερα γνωστούς ηλιακούς θερμοσίφωνες. Επίσης, πολλές προοπτικές για εξέλιξη των συστημάτων αυτών υπάρχουν στο κομμάτι του κλιματισμού και της παραγωγής ψύξης (ηλιακή ψύξη), καθώς αυξημένη ηλιακή ακτινοβολία παρουσιάζεται την περίοδο που απαιτούνται τα ψυκτικά φορτία. Άλλη μια εφαρμογή είναι η παραγωγή ζεστού νερού χρήσης και θέρμανσης χώρων από το ίδιο σύστημα, η οποία μπορεί να γίνει αποδοτική αν συνοδεύεται από κατάλληλη μελέτη/κατασκευή του κτιρίου και συνεργασία του χρήστη [2.11].

Βιοκλιματικός σχεδιασμός και παθητικά ηλιακά συστήματα: Ο βιοκλιματικός σχεδιασμός κτιρίων και χώρων, αφορά αρχιτεκτονικές λύσεις για μεγιστοποίηση της εκμετάλλευσης της ηλιακής ενέργειας και άλλων περιβαλλοντικών πηγών (όπως ο ήλιος, ο αέρας-άνεμος, η βλάστηση, το νερό, το έδαφος, ο ουρανός), με στόχο την επίτευξη συνθηκών θερμικής και οπτικής άνεσης. Η ενσωμάτωση παθητικών ηλιακών συστημάτων στα κτίρια αποτελεί ένα από τα κυριότερα στοιχεία του βιοκλιματικού σχεδιασμού. Σκοπός τους είναι να δροσίζουν, να θερμαίνουν αλλά και να φωτίζουν τα κτίρια με φυσικό τρόπο, αξιοποιώντας τις περιβαλλοντικές πηγές, χωρίς τη χρήση μηχανολογικών εξαρτημάτων ή πρόσθετης ενέργειας. Είναι ευνόητο ότι τα θερμικά και οπτικά οφέλη θα πρέπει να είναι αισθητά καθ' όλη τη διάρκεια του έτους [2.12].

Φωτοβολταϊκά ηλιακά συστήματα: Τα συστήματα αυτά εκμεταλλεύονται το φωτοβολταϊκό φαινόμενο και παράγουν άμεσα ηλεκτρική ενέργεια από την ηλιακή. Βρίσκουν εφαρμογή σε καταναλωτικά προϊόντα που χρησιμοποιούνται για μικρής κλίμακας ισχύος απαιτήσεις (όπως τροχόσπιτα, σκάφη αναψυχής, εξωτερικός φωτισμός κήπων, ψύξη και προϊόντα όπως μικροί φορητοί ηλεκτρονικοί υπολογιστές, φανοί κ.ά.), σε αυτόνομα ή απομονωμένα συστήματα (όπως κατοικίες και οικισμοί που δεν είναι συνδεδεμένοι στο ηλεκτρικό δίκτυο κ.ά.), σε μεγάλα διασυνδεδεμένα στο δίκτυο φωτοβολταϊκά συστήματα που διοχετεύουν άμεσα σε αυτό την παραγόμενη ενέργεια και σε διασυνδεδεμένα στο δίκτυο συστήματα που έχουν εγκατασταθεί σε στέγες ή προσόψεις κτιρίων. Στην τελευταία κατηγορία, τα φωτοβολταϊκά καλύπτουν τις καταναλώσεις του κτιρίου και η πλεονάζουσα ενέργεια παρέχεται στο δίκτυο [2.13].

Στη συνέχεια δίνεται έμφαση στα θερμικά ηλιακά συστήματα και ιδιαίτερα σε ένα κομμάτι αυτών, στους ηλιακούς συλλέκτες.

2.7 Ηλιακοί συλλέκτες

Οι ηλιακοί συλλέκτες είναι εναλλάκτες θερμότητας με κάποιες ιδιαιτερότητες. Η ιδιαιτερότητά τους έγκειται στη μεταφορά ενέργειας με μορφή ακτινοβολίας σε ένα ρευστό, σε αντίθεση με τους συμβατικούς εναλλάκτες στους οποίους η μεταφορά γίνεται από ρευστό σε ρευστό με αμελητέα την επίδραση της ακτινοβολίας. Ο ρόλος, επομένως, των ηλιακών συλλεκτών είναι η δέσμευση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας και η απόδοσή της στο ρευστό, με σκοπό την αύξηση της θερμοκρασίας του. Η προσπίπτουσα ακτινοβολία δεν είναι δυνατό να δεσμευτεί εξ' ολοκλήρου λόγω των απωλειών οι οποίες μάλιστα αυξάνουν με την αύξηση της θερμοκρασίας του ρευστού. Η διάρκεια ζωής των είναι της τάξης των 25 ετών [2.4].

Οι συλλέκτες χωρίζονται σε δύο κύριες κατηγορίες, τους μη συγκεντρωτικούς και τους συγκεντρωτικούς [2.14].

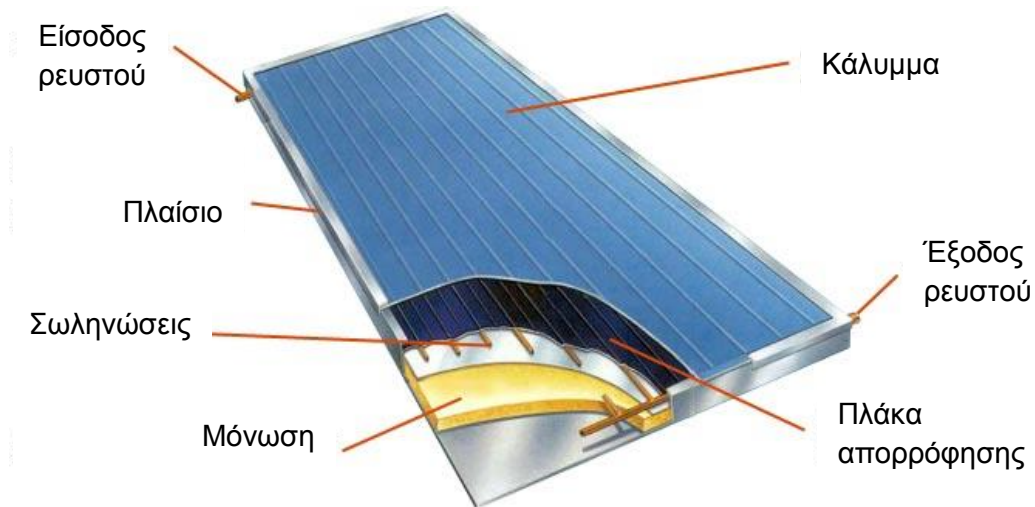
2.7.1 Μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες (Non-Concentrating Collectors)

Στους μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες ανήκουν οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (FPC) και οι συλλέκτες με σωλήνες κενού (ETC). Αυτοί οι συλλέκτες βρίσκουν κυρίως εφαρμογή στη θέρμανση νερού χρήσης και στην παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση, που απαιτούν πρόσδοση ενέργειας μεταξύ 60°C και 250°C [2.14]. Είναι μηχανικά απλούστεροι από τους συγκεντρωτικούς και απαιτούν λιγότερη συντήρηση [2.15]. Στη συνέχεια γίνεται μια συνοπτική παρουσίασή τους.

2.7.1.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (Flat Plate Collector – FPC)

Ο επίπεδος ηλιακός συλλέκτης είναι το πιο διαδεδομένο είδος συλλέκτη. Χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που χρειάζονται απόδοση ενέργειας μέχρι περίπου 100°C πάνω από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Για το λόγο αυτό βρίσκει εφαρμογή κυρίως, στη θέρμανση νερού χρήσης και χώρων. Η έλλειψη μηχανισμού κίνησης για την παρακολούθηση του ήλιου τον κάνει απλούστερους μηχανικά με αποτέλεσμα να απαιτεί μικρή συντήρηση. Ο επίπεδος συλλέκτης εκμεταλλεύεται την άμεση και τη διάχυτη ακτινοβολία [2.3]. Στην Εικόνα 2.11 απεικονίζεται ένας τυπικός επίπεδος συλλέκτης και τα βασικά μέρη που τον αποτελούν. Αυτά είναι: (1) η πλάκα απορρόφησης ή απορροφητήρας, (2) ένα διαφανές κάλυμμα, (3) σωλήνες ή αεραγωγοί αν πρόκειται για συλλέκτη θέρμανσης νερού ή αέρα αντίστοιχα, (4) μόνωση και (5) πλαίσιο. Η πλάκα απορρόφησης είναι μια μαύρη επιφάνεια που μετατρέπει την απορροφούμενη ακτινοβολία σε θερμότητα. Η επιφάνεια αυτή μπορεί να είναι επιλεκτική, δηλαδή, να έχει μικρό συντελεστή εκπομπής ακτινοβολίας, οπότε να έχει και μειωμένες θερμικές απώλειες. Το διαφανές κάλυμμα εξυπηρετεί τη μείωση των θερμικών απωλειών μέσω συναγωγής και ακτινοβολίας προς το περιβάλλον, ενώ μπορεί να υπάρχουν περισσότερα από ένα. Οι σωλήνες ή οι αεραγωγοί χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά της ενέργειας από τον απορροφητήρα στο ρευστό. Η μόνωση της πίσω και των παράπλευρων επιφανειών μειώνουν τις

θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον, και το πλαίσιο περιβάλλει τον συλλέκτη και τον προστατεύει από τις περιβαλλοντικές επιδράσεις [2.3,2.14].



Εικόνα 2.11 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης [2.16]

2.7.1.2 Συλλέκτης με σωλήνες κενού (Evacuated Tube Collector – ETC)

Ένας συλλέκτης αυτής της κατηγορίας αποτελείται από μία συστοιχία σωλήνων, οι οποίοι συνδέονται σε έναν αγωγό ή ανάλογα την εφαρμογή, σε δοχείο αποθήκευσης που βρίσκεται στην κορυφή του συλλέκτη. Σε κάθε σωλήνα υπάρχει κενό μεταξύ απορροφητή και καλύμματος ώστε να ελαχιστοποιηθούν οι απώλειες θερμότητας λόγω συναγωγής και αγωγής. Στην πράξη το απόλυτο κενό δεν γίνεται να επιτευχθεί, αλλά υπάρχει πίεση μερικών mbar. Οι μειωμένες απώλειες σε συνδυασμό με το γεγονός ότι οι ακτίνες του ήλιου πέφτουν κάθετα σε κάθε μία από τις κυλινδρικές σωληνώσεις για το μεγαλύτερο μέρος της ημέρας, οδηγούν σε καλύτερο βαθμό απόδοσης και υψηλότερες θερμοκρασίες από τον επίπεδο συλλέκτη. Για καλύτερη απόδοση υπάρχει η δυνατότητα τοποθέτησης κατόπτρου πίσω από τους σωλήνες. Το κόστος τους όμως υπερβαίνει αυτό του επίπεδου συλλέκτη. Οι συλλέκτες με σωλήνες κενού μπορούν να φθάσουν μέχρι και 120°C πάνω από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος και έχουν διάρκεια ζωής 15-20 χρόνια [2.17,2.18]. Η διάρκεια ζωής τους περιορίζεται από τη δυσκολία διατήρησης του κενού.

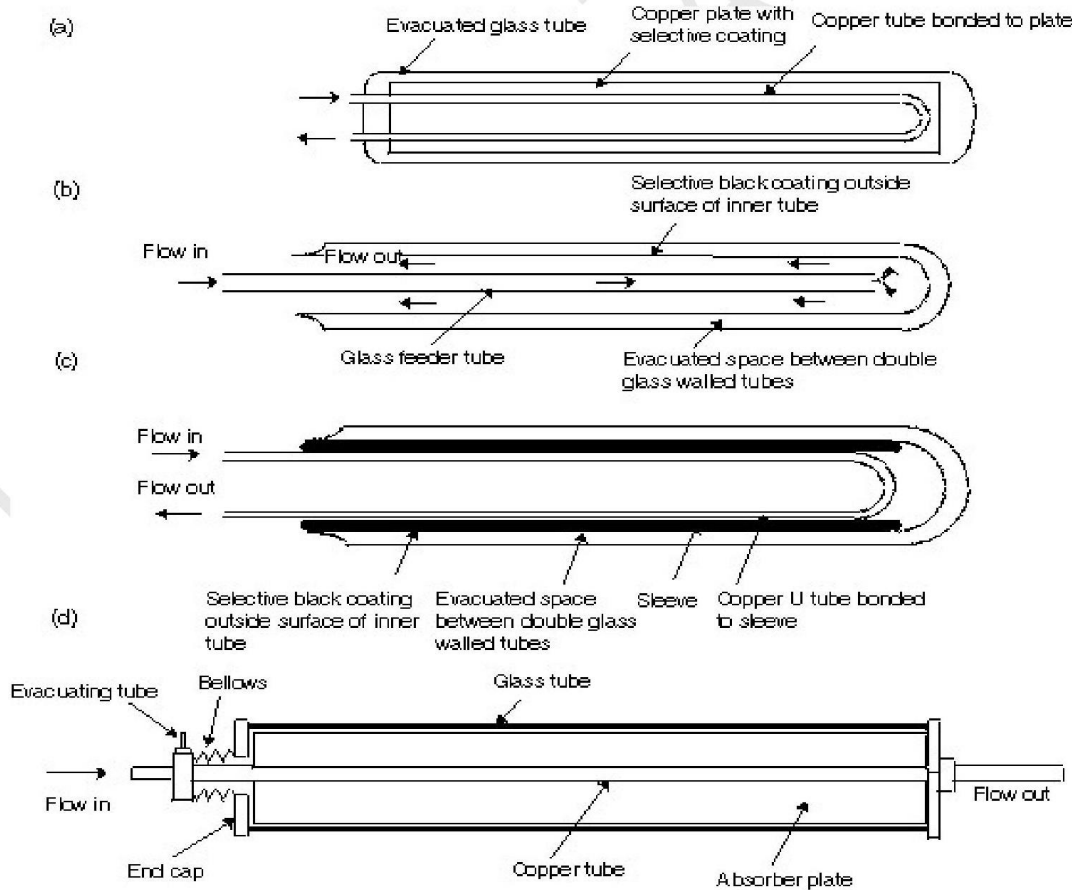
Οι σωλήνες κενού συνήθως έχουν ως κάλυμμα δύο γυάλινες σωληνώσεις, τη μία μέσα στην άλλη, οι οποίες είναι ενωμένες στις δύο άκρες και ανάμεσά τους υπάρχει κενό. Η εξωτερική σωλήνωση είναι διάφανη ώστε να διέρχεται η ηλιακή ακτινοβολία και η εξωτερική πλευρά της εσωτερικής σωληνώσεως είναι καλυμμένη με ειδική επίστρωση που παρουσιάζει εξαιρετική απορροφητικότητα και χαμηλή εκπομπή ακτινοβολίας. Είναι δυνατό, βέβαια, να υπάρχει μόνο μία γυάλινη σωλήνωση για κάλυμμα, οπότε το κενό δημιουργείται μεταξύ της γυάλινης σωληνώσεως και του αγωγού που κυκλοφορεί το ρευστό του συλλέκτη [2.14]. Η περίπτωση αυτή όμως, όπως αναφέρθηκε δεν είναι η συνηθισμένη.

Ο αγωγός μέσα στον οποίο κυκλοφορεί το ρευστό του συλλέκτη είναι χάλκινος και φέρει πτερύγιο για να αυξηθεί η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας. Η είσοδος του ρευστού στον σωλήνα κενού μπορεί να γίνεται από την μία πλευρά, και η έξοδος από την άλλη, ή και οι δύο από την ίδια πλευρά με την χρήση αγωγού U-tube όταν χρησιμοποιείται χάλκινος αγωγός. Όταν γίνεται χρήση του διπλού γυάλινου σωλήνα, εκτός των προηγούμενων με τη χρήση χάλκινου αγωγού, είναι δυνατή και η περίπτωση χρήσης της εσωτερικής γυάλινης σωλήνωσης για την κυκλοφορία του ρευστού, είτε κατά μήκος του σωλήνα κενού (όπως συμβαίνει κυρίως στους συλλέκτες PTC), είτε με τη διάταξη ομόκεντρων αγωγών που το ρευστό εισέρχεται από τον εσωτερικό αγωγό και εξέρχεται από τον εξωτερικό (εσωτερική γυάλινη σωλήνωση), με την είσοδο και την έξοδο να γίνονται από την ίδια πλευρά [2.14,2.19,2.20].

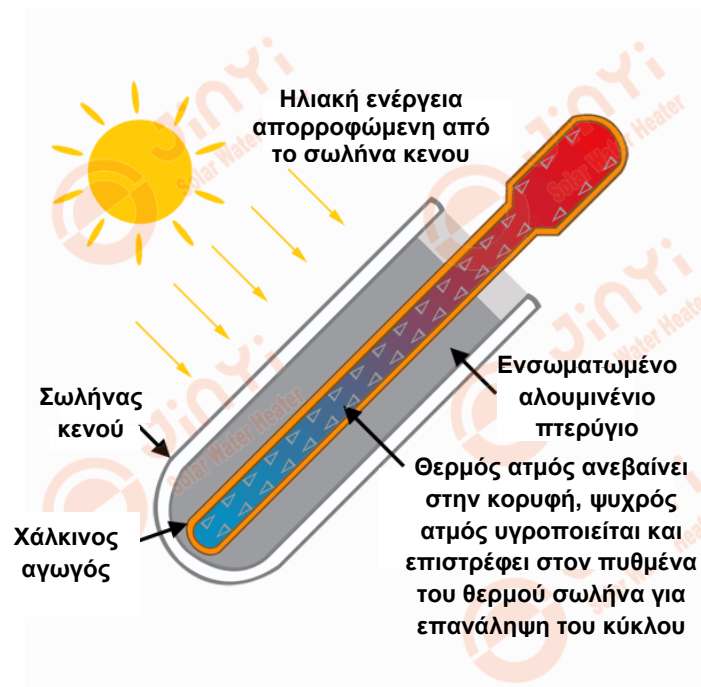
Οι συλλέκτες με σωλήνες κενού χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία ονομάζεται άμεσης ροής (direct flow) και η δεύτερη θερμού σωλήνα (heat pipe). Όσα αναφέρονται στην προηγούμενη παράγραφο αφορούν συλλέκτες κενού άμεσης ροής, που το ρευστό που εισέρχεται και εξέρχεται από το συλλέκτη είναι αυτό που κυκλοφορεί και στον αγωγό του σωλήνα κενού. Στη δεύτερη κατηγορία το ρευστό που θερμαίνεται στους σωλήνες κενού δεν είναι αυτό που διακινείται στο συλλέκτη. Υπάρχει στο εσωτερικό του καλύμματος ο θερμός σωλήνας, ο οποίος μπορεί να έχει πτερύγιο για αποδοτικότερη μεταφορά θερμότητας. Στο εσωτερικό του υπάρχει κενό, ώστε να ατμοποιείται η αλκοόλη ή το νερό που συνήθως βρίσκονται μέσα, στους 25°C. Ο ατμός που σχηματίζεται ανέρχεται στην κορυφή του θερμού σωλήνα και δίνει τη θερμότητά του στο ρευστό που κυκλοφορεί στον αγωγό που βρίσκεται στην κορυφή του συλλέκτη. Στη συνέχεια συμπυκνώνεται και κυλάει στο κάτω μέρος του θερμού σωλήνα. Για να συμβεί αυτό απαιτείται μια ελάχιστη κλίση 25° [2.14,2.19,2.20]. Σημειώνεται ότι οι συλλέκτες κενού θερμού σωλήνα με κάλυμμα δύο γυάλινες σωληνώσεις είναι κυρίαρχοι στην αγορά. Στις εικόνες που ακολουθούν παρουσιάζονται κάποια είδη σωληνών κενού των ETC καθώς και ένας συλλέκτης ETC.



Εικόνα 2.12 Συλλέκτης με σωλήνες κενού (ETC) [2.21]



Εικόνα 2.13 Είδη σωλήνων κενού των συλλεκτών ETC άμεσης ροής [2.22]



Εικόνα 2.14 Σωλήνας κενού των συλλεκτών ETC θερμού σωλήνα [2.23]

2.7.2 Συγκεντρωτικοί συλλέκτες (Concentrating Collectors)

Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται όταν υπάρχει ανάγκη επίτευξης υψηλότερων θερμοκρασιών από αυτές που επιτυγχάνουν οι μη συγκεντρωτικοί. Η ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών επιτυγχάνεται με τη συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια απορρόφησης. Η μικρή επιφάνεια μειώνει παράλληλα τις θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον και αυξάνει το ρυθμό ενεργειακής μετατροπής. Τα βασικά μέρη του ενός συγκεντρωτικού συλλέκτη είναι ο συγκεντρωτής και ο δέκτης. Ο συγκεντρωτής επιτυγχάνει τη συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας στην επιφάνεια απορρόφησης. Ο δέκτης περιλαμβάνει τον απορροφητήρα με το σύστημα μετατροπής της ακτινοβολίας σε άλλη μορφή ενέργειας, τα σχετικά καλύμματα και τη μόνωση. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες χαρακτηρίζονται από το λόγο συγκέντρωσης ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$C = \frac{A_a}{A_r}, \quad (2.23)$$

,όπου A_a η επιφάνεια από την οποία εισέρχεται η ηλιακή ακτινοβολία ή επιφάνεια ανοίγματος και A_r η επιφάνεια που απορροφά την συγκεντρωμένη ακτινοβολία ή επιφάνεια του δέκτη.

Μπορούν να διαχωριστούν ανάλογα με το είδος του δέκτη, ο οποίος μπορεί να είναι κυρτός, επίπεδος, κοίλος, καλυμμένος ή ακάλυπτος. Επίσης, διαχωρίζονται ανάλογα με το είδος του συγκεντρωτή. Ο συγκεντρωτής μπορεί να είναι ανακλαστικός, δηλαδή κάτοπτρο, ή διαθλαστικός, δηλαδή φακός. Ακόμη, μπορεί να είναι επιμήκης, που εστιάζει σε ευθεία γραμμή και χαρακτηρίζεται ως δισδιάστατος, ή κυκλικός, που προκύπτει από επιφάνεια εκ περιστροφής, εστιάζει σε σημείο και χαρακτηρίζεται ως τρισδιάστατος. Ο συγκεντρωτής μπορεί να είναι συνεχής, δηλαδή να είναι ένα ενιαίο κομμάτι, ή αποτελούμενος από τμήματα. Χαρακτηρίζεται, τέλος, αν είναι με είδωλο ή χωρίς είδωλο. Οι συγκεντρωτές χωρίς είδωλο έχουν χαμηλό λόγο συγκέντρωσης ($C < 10$) και δεν σχηματίζουν καθαρό είδωλο του ηλίου πάνω στον απορροφητήρα, ενώ οι συγκεντρωτές με είδωλο σχηματίζουν χαμηλής ποιότητας είδωλο πάνω στον απορροφητήρα και μπορούν να φθάσουν πολύ υψηλούς λόγους συγκέντρωσης [2.3,2.14].

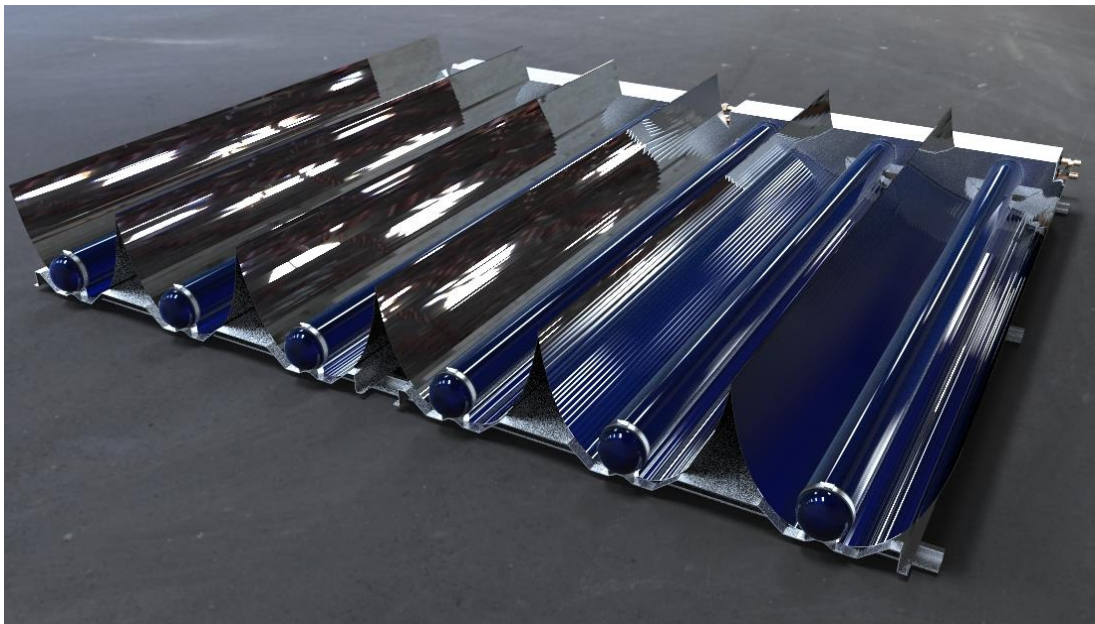
Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται γενικά σε εφαρμογές για θερμοκρασίες από 150°C έως 500°C [2.24]. Όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος συγκέντρωσης τόσο αυξάνει η αναπτυσσόμενη θερμοκρασία στο δέκτη, η ακρίβεια κατασκευής και η ποιότητα του οπτικού συστήματος (κάτοπτρο ή φακός), επομένως και το κόστος. Το κόστος των συλλεκτών αυτών αυξάνει και λόγω του μηχανισμού προσανατολισμού των, ο οποίος είναι σημαντικός για να λειτουργούν αποδοτικά. Τα επιμήκη συστήματα απαιτούν κίνηση περί έναν άξονα, ενώ τα κυκλικά περί δύο άξονες. Γενικά, οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες αξιοποιούν μόνο την άμεση ακτινοβολία, εκτός από τους συλλέκτες χαμηλού λόγου συγκέντρωσης [2.3].

Τα είδη των συγκεντρωτικών ηλιακών συλλεκτών που χρησιμοποιούνται και παρουσιάζονται συνοπτικά παρακάτω είναι τα ακόλουθα:

- Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (Compound Parabolic Concentrator – CPC)
- Επιμήκης παραβολικός συλλέκτης (Parabolic Trough Concentrator – PTC)
- Γραμμικός συλλέκτης Fresnel
- Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο (Solar Dish Collector)
- Ηλιακός πύργος ή Κεντρικός δέκτης (Solar Tower or Central Receiver)

2.7.2.1 Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (Compound Parabolic Concentrator – CPC)

Ο σύνθετος παραβολικός συλλέκτης διαθέτει κάτοπτρο και συνήθως χρησιμοποιείται σε επιμήκη μορφή, και όχι σε κυκλική, που η κάθε πλευρά του είναι τμήμα παραβολής. Μπορεί να είναι είτε συνεχής είτε τμηματικός και ανήκει στην κατηγορία των συγκεντρωτών χωρίς είδωλο, έχει δηλαδή χαμηλό λόγο συγκέντρωσης συνήθως κάτω από 5 [2.24]. Εκμεταλλεύεται την άμεση και τη διάχυτη ακτινοβολία, για το λόγο αυτό έχει ελάχιστες απαιτήσεις για μηχανισμό προσανατολισμού. Ο μηχανισμός παρακολούθησης μπορεί να αποφευχθεί πλήρως με τη χρήση βελτιστοποιημένων κατόπτρων. Συνήθως χρησιμοποιείται με σωλήνα κενού σε συστοιχία πολλών όμοιων CPC. Οι συλλέκτες αυτής της κατηγορίας γεφυρώνουν το κενό μεταξύ των χαμηλής θερμοκρασίας επίπεδων συλλεκτών ($T < 100^{\circ}\text{C}$) και των υψηλής θερμοκρασίας συγκεντρωτικών συλλεκτών ($T > 400^{\circ}\text{C}$) [2.14]. Τα άνω άκρα των πλευρών του CPC μπορούν να αποκοπούν καθώς συνεισφέρουν σε πολύ μικρό βαθμό στην ανάκλιση της ακτινοβολίας προς το δέκτη [2.3,2.4]. Δίνεται έτσι, η δυνατότητα μείωσης του ύψους του συλλέκτη, που οδηγεί σε ελάχιστη μείωση της απόδοσής του και αξιοσημείωτη μείωση του κόστους κατασκευής. Στην επόμενη εικόνα φαίνεται η τυπική μορφή ενός συλλέκτη CPC.



Εικόνα 2.15 Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (CPC) [2.25]

2.7.2.2 Επιμήκης παραβολικός συλλέκτης (Parabolic Trough Concentrator – PTC)

Οι επιμήκεις παραβολικοί συλλέκτες έχουν κάτοπτρο, η τομή του οποίου είναι παραβολή. Είναι συνεχείς και ανήκουν στην κατηγορία συγκεντρωτών με είδωλο. Ο λόγος συγκέντρωσης λαμβάνει τιμές από 10 έως 45 και οι θερμοκρασίες που μπορούν να επιτύχουν από 100°C έως και πάνω από 400°C για συνήθης εφαρμογές [2.3,2.24]. Εκμεταλλεύονται μόνο την άμεση ηλιακή ακτινοβολία, η οποία λόγω του παραβολικού κατόπτρου συγκεντρώνεται στην εστιακή γραμμή της παραβολής, πάνω στην οποία βρίσκεται σωλήνας κενού που χρησιμοποιείται για μείωση των απωλειών και αύξηση της αποδοτικότητας. Με αυτό τον τρόπο συγκεντρώνεται μεγάλο ποσό ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια, οπότε υπάρχει σημαντική αύξηση της θερμοκρασίας. Καθώς οι PTC αξιοποιούν μόνο την άμεση ακτινοβολία, είναι απαραίτητο για την αποδοτική λειτουργία τους να διαθέτουν μηχανισμό κίνησης και προσανατολισμού περί έναν άξονα. Συνήθως ο άξονας περιστροφής τους είναι ευθυγραμμισμένος με τον οριζόντιο άξονα βορρά-νότου. Η κύρια εφαρμογή των PTC είναι η αύξηση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου περίπου στους 400°C και στη συνέχεια η παραγωγή υπέρθερμου ατμού για χρήση σε κάποιο συμβατικό κύκλο παραγωγής ενέργειας, για παράδειγμα, μέσω ενός ατμοστροβίλου ή μιας μηχανής Stirling [2.14].



Εικόνα 2.16 Επιμήκης παραβολικός συλλέκτης (PTC) [2.26]

2.7.2.3 Γραμμικός συλλέκτης Fresnel

Ο συλλέκτης Fresnel είναι επιμήκης και ανάλογα με την εφαρμογή μπορεί να είναι ανακλαστικός ή διαθλαστικός. Αποτελείται από τμήματα και ανήκει στην κατηγορία συλλεκτών με είδωλο. Όπως και το προηγούμενο είδος συλλέκτη χρησιμοποιεί την άμεση ακτινοβολία. Έχει δυνατότητα παραγωγής θερμοκρασίας έως και 450°C θερμού υγρού ή ατμού, ανάλογα με το εργαζόμενο μέσο, καθώς μπορεί να επιτύχει λόγο συγκέντρωσης έως και 40 [2.4,2.24]. Ένας συλλέκτης Fresnel αποτελείται από τον πρωτεύον συγκεντρωτή, το δευτερεύον συγκεντρωτή και το δέκτη. Ο πρωτεύον συγκεντρωτής αποτελείται από τμήματα κατόπτρων τα οποία είναι ευθυγραμμισμένα μεταξύ τους σε οριζόντια θέση και κινούνται ανεξάρτητα ώστε κάθε στιγμή η ανακλώμενη επάνω τους ακτινοβολία να συγκεντρώνεται σε μία γραμμή. Για να συμβεί αυτό σημαίνει ότι κάθε τμήμα ανήκει σε διαφορετική παραβολή με διαφορετική εστιακή απόσταση. Συγκεκριμένα όσο πιο μακριά είναι ένα κάτοπτρο από το κέντρο του συστήματος τόσο πιο μεγάλη είναι η εστιακή απόσταση της παραβολής στην οποία ανήκει. Επίσης, καθώς ο ήλιος αλλάζει θέση αλλάζει και ο προσανατολισμός των κατόπτρων τα οποία αποτελούν διαφορετικά κομμάτια διαφορετικών παραβολών για διαφορετικές γωνίες του ήλιου. Για να αντιμετωπιστούν αυτά τα προβλήματα το ιδανικό θα ήταν τα κάτοπτρα να είχαν μεταβλητό σχήμα, το οποίο δεν είναι πρακτικά εφικτό, επομένως τίθεται σαν θέμα βελτιστοποίησης. Πολλοί γραμμικοί συλλέκτες Fresnel χρησιμοποιούν και δευτερεύον κάτοπτρο ώστε να συγκεντρώσουν πίσω στο δέκτη τις ακτίνες που δεν τον πέτυχαν με την ανάκλαση από τον πρωτεύον συγκεντρωτή. Έτσι αυξάνει η περιοχή που στοχεύει το πρωτεύον κάτοπτρο και μειώνονται οι απαιτήσεις ακριβείας του συστήματος προσανατολισμού. Ο προσανατολισμός των κατόπτρων γίνεται περί έναν άξονα. Τυπική μορφή δέκτη των συλλεκτών Fresnel είναι ένας σωλήνας ή μια δέσμη σωληνώσεων με επιλεκτική επένδυση, ενώ μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σωλήνας κενού. Σημαντική μείωση στην απόδοση των συλλεκτών αυτής της κατηγορίας προκαλεί η ύπαρξη κενού εδάφους, η σκίαση και η παρεμπόδιση μεταξύ των κατόπτρων, καθώς και το γεγονός ότι τα κάτοπτρα δεν είναι κάθετα στις προσπίπτουσες ακτίνες οπότε η ενεργή επιφάνεια μειώνεται [2.27].



Εικόνα 2.17 Γραμμικός συλλέκτης Fresnel [2.28]

2.7.2.4 Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο (Solar Dish Collector)

Ο συγκεντρωτής του συλλέκτη είναι ανακλαστικός και η επιφάνεια του προκύπτει ως επιφάνεια εκ περιστροφής της παραβολής. Επιπλέον, είναι συνεχής και εστιάζει την ηλιακή ακτινοβολία σε ένα σημείο (στην εστία της παραβολής), είναι δηλαδή και κυκλικός. Ανήκει στους συγκεντρωτές με είδωλο, εκμεταλλεύεται μόνο την άμεση ακτινοβολία του ήλιου και μπορεί να επιτύχει λόγο συγκέντρωσης από 600 έως 2000 [2.3,2.24]. Αυτός ο πολύ υψηλός λόγος συγκέντρωσης οδηγεί στην ανάπτυξη πολύ υψηλών θερμοκρασιών που μπορούν να φθάσουν και τους 1500°C [2.24]. Στους συλλέκτες με παραβολοειδές κάτοπτρο, είναι πολύ σημαντική η ακρίβεια του συστήματος προσανατολισμού για την απόδοση του συλλέκτη. Ο μηχανισμός κίνησης περιλαμβάνει κίνηση σε δύο άξονες ώστε να μπορεί ο συλλέκτης να ακολουθεί την πορεία του ήλιου. Συνηθισμένο είναι να συνδυάζεται με τη χρήση μηχανής Stirling για παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος με υψηλό βαθμό απόδοσης, η οποία προσαρτάται στο δέκτη [2.29]. Στην επόμενη εικόνα παρουσιάζεται ένας συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο.



Εικόνα 2.18 Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο [2.30]

2.7.2.5 Ηλιακός πύργος ή Κεντρικός δέκτης (Solar Tower or Central Receiver)

Ο ηλιακός πύργος αποτελείται, όπως αναφέρει και το όνομά του, από έναν πύργο στον οποίο είναι τοποθετημένος ο δέκτης του συστήματος. Στο δέκτη συγκεντρώνεται η άμεση ακτινοβολία που προσπίπτει σε έναν μεγάλο αριθμό κατόπτρων που βρίσκονται γύρω από τον πύργο. Ο λόγος συγκέντρωσης λαμβάνει τιμές από 300 έως 1500 [2.24]. Από τα προηγούμενα προκύπτει ότι ο συγκεντρωτής του ηλιακού πύργου είναι ανακλαστικός, κυκλικός, τμηματικός και με είδωλο. Ο υψηλός λόγος συγκέντρωσης έχει ως συνέπεια το εργαζόμενο μέσο να αποκτήσει

υψηλή θερμοκρασία ικανή για την παραγωγή ατμού που θα αποτονωθεί στη συνέχεια σε έναν ατμοστρόβιλο για να παραχθεί ηλεκτρική ενέργεια. Εκτός από τη χρήση σε συμβατικό κύκλο Rankine μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε ORC (Organic Rankine Cycle) [2.4]. Για την αποδοτική λειτουργία του συστήματος απαιτείται μηχανισμός προσανατολισμού δύο αξόνων [2.29]. Μειονεκτήματα του συστήματος είναι η μεγάλη έκταση που καταλαμβάνει, η οποία καλύπτει ένα ποσοστό μόνο του συνολικού εδάφους (συνήθως 30% με 50%), η ύπαρξη κενού εδάφους, η σκίαση και η παρεμπόδιση μεταξύ των κατόπτρων [2.3]. Η εικόνα που ακολουθεί απεικονίζει μια διάταξη ηλιακού πύργου.



Εικόνα 2.19 Ηλιακός πύργος ή Κεντρικός δέκτης [2.31]

Βιβλιογραφία 2^ο Κεφαλαίου

[2.1]"Solar System Exploration: In Depth", *Solar System Exploration: NASA Science*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <https://solarsystem.nasa.gov/solar-system/sun/in-depth/>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.2]"What causes the seasons? :: NASA Space Place", *Spaceplace.nasa.gov*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <https://spaceplace.nasa.gov/seasons/en/>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.3]Κ. Αντωνόπουλος, *Θερμικά-Ηλιακά Συστήματα*. Αθήνα, 2015.

[2.4]Ε. Μπέλλος, "Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτίρια", Διδακτορική Διατριβή, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2016.

[2.5]F. Caballero-Briones, "Semiconducting thin films prepared by electrochemical modulation for technological devices", Ph.D, Instituto Politécnico Nacional, 2009.

[2.6]S. Albarqouni, M. Mohammed Hussein, "Enhanced Model Of One Axis-Two Positions Manual Tracking Photovoltaic Panels For Lighting Projects In Palestine", in *Second IASTED International Conference on Solar Energy*, Banff, 2010.

[2.7]A. Yadav, S. Chandel, "Tilt angle optimization to maximize incident solar radiation: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 23, pp. 503-513, 2013.

[2.8]G. Vlachos, "Πυρανόμετρα για τη μέτρηση της ηλιακής ακτινοβολίας", *Επιστημονικές Επιχειρήσεις ΕΠΕ*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://www.scienter.gr/web/el/pyranometers.php>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.9]G. Vlachos, "Αισθητήρες ηλιακής ακτινοβολίας Kipp & Zonen", *Επιστημονικές Επιχειρήσεις ΕΠΕ*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: http://www.scienter.gr/web/el/kippzonen_solar_sensors.php. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.10]"ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ & ΦΩΤΟΒΟΛΤΑΪΚΑ", *Ypeka.gr*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://www.ypeka.gr/Default.aspx?tabid=286&language=el-GR>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.11]"Ενέργεια & Πολίτης - Αιολική ενέργεια - Ενεργητικά ηλιακά", *Cres.gr*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: http://www.cres.gr/kape/energeia_politis/energeia_politis_active_solar.htm. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.12]"Ενέργεια & Πολίτης - Βιοκλιματικός σχεδιασμός και παθητικά ηλιακά συστήματα", *Cres.gr*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: http://www.cres.gr/kape/energeia_politis/energeia_politis_bioclimatic.htm. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.13]"Ενέργεια & Πολίτης - Φωτοβολταϊκά Συστήματα", *Cres.gr*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: http://www.cres.gr/kape/energeia_politis/energeia_politis_photovol.htm. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.14]N. Selvakumar, H. Barshilia, "Review of sputter deposited mid- to high-temperature solar selective coatings for Flat Plate/Evacuated tube collectors and solar thermal power generation applications", 2010.

[2.15]W. Weiss, M. Rommel, "*Process Heat Collectors; State of the Art Within Task 33/IV*", IEA SHC-Task 33 and Solar PACES-Task IV: Solar Heat for Industrial Processes, 2008.

[2.16]"Flat Plate Solar Water Heater Split Pressure Collector Solar Keymark - Buy flat plate solar water heater, flat plate split solar collector, high pressure flat plate water heater Product on Jiangsu Sunpower Solar Technology Co.,Ltd", *Sunpower-solar.com*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <https://www.sunpower-solar.com/Flat-Plate-Solar-Water-Heater-Split-Pressure-Collector-Solar-Keymark-pd207273.html>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

- [2.17]"Ηλιακοί συλλέκτες κενού | avatec.gr", *Avatec.gr*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://www.avatec.gr/υπηρεσία/ηλιακοί-συλλέκτες-κενού/20>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].
- [2.18]"Evacuated Tubes, Solar Evacuated Tube - Apricus Solar Water Heater", *Apricus.com*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: http://www.apricus.com/html/evacuated_tubes.htm#.WvUUZn-YPIX. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].
- [2.19]*Encyclopedia of Life Support Systems (Eolss): v.2*. Oxford: EOLSS Publishers Co Ltd., 2010.
- [2.20]R. Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie e.V.; Redaktion Solarserver, "Basic Knowledge | Solar Collectors - SolarServer", *Solarserver.com*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <https://www.solarserver.com/knowledge/basic-knowledge/solar-collectors.html>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].
- [2.21]"Main-Solar-Water-Heaters", *Nasolarsolutions.com*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://www.nasolarsolutions.com/MainNass/Main-Solar-Water-Heaters.html>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].
- [2.22]W. Dickinson, P. Cheremisinoff, *Solar Energy Technology Handbook*. New York: Marcel Dekker, 1980.
- [2.23]"JinYi- Solar thermal collectors, types, manufacturers, ratings, output, comparison, efficiency, box", *Jinyi-solar.com*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: http://www.jinyi-solar.com/products/Solar_thermal_collectors.aspx. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].
- [2.24]S. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications", *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no. 3, pp. 231-295, 2004.
- [2.25]"Advanced Solar Thermal Technologies for Clean Water - Artic Solar", *Artic Solar*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://articsolar.com/advanced-solar-thermal-technologies-clean-water/>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].
- [2.26]"New parabolic trough collector from 3M and Gossamer", *Sun & Wind Energy*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://www.sunwindenergy.com/news/new-parabolic-trough-collector-3m-and-gossamer>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].
- [2.27]A. Häberle, "Linear Fresnel Collectors", *Solar Energy*, pp. 72-78, 2013.
- [2.28]"FLT - Linear Fresnel Collector - manufacturer - Soltigua - PV trackers, Solar Tracker Manufacturers, parabolic troughs and linear Fresnel collectors", *Soltigua - PV trackers, Solar Tracker Manufacturers, parabolic troughs and linear Fresnel collectors*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://www.soltigua.com/flt-introducion/>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].
- [2.29]M. Asif, T. Muneer, "Solar Thermal Technologies", *Encyclopedia of Energy Engineering and Technology - 3 Volume Set (Print Version)*, pp. 1321-1330, 2007.

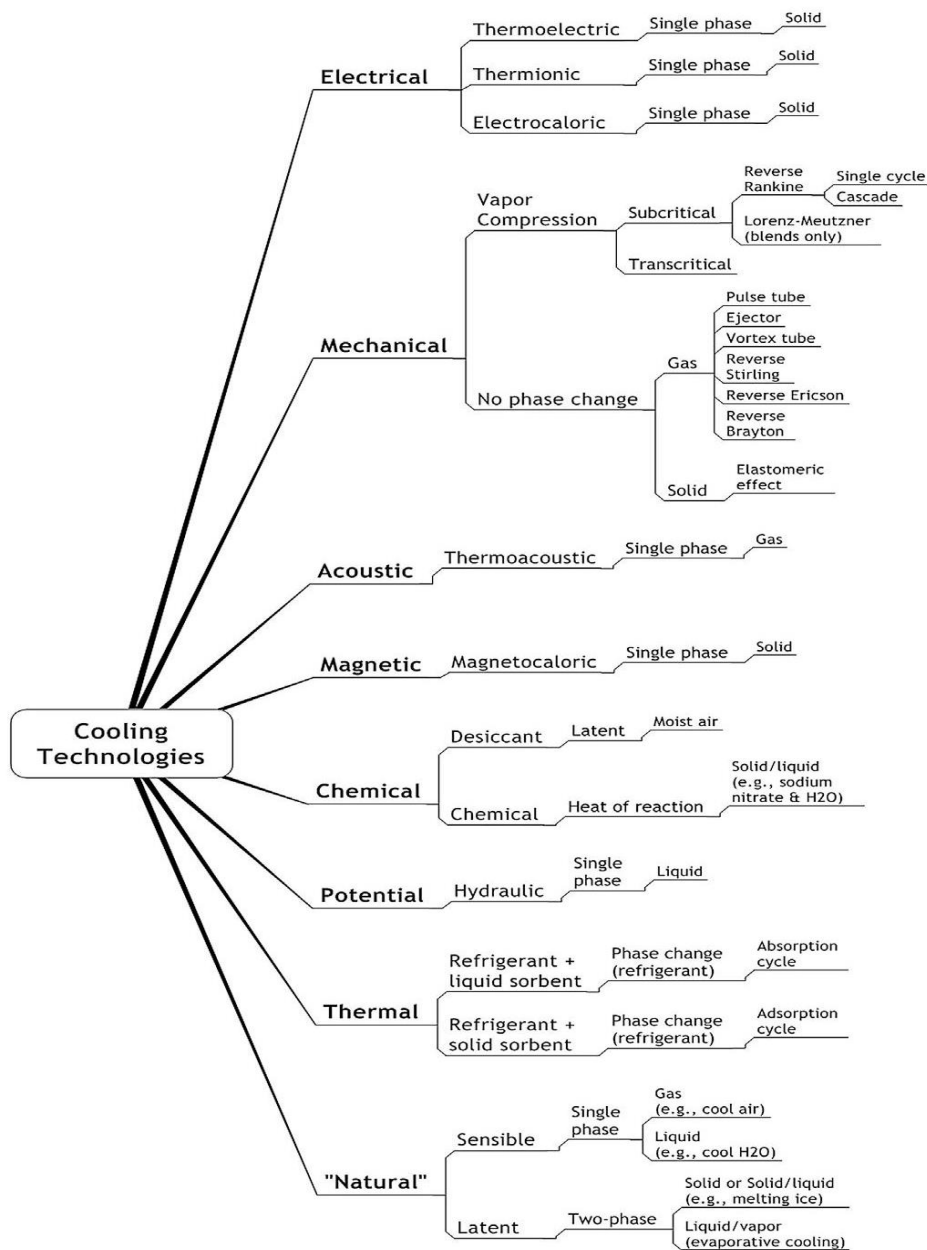
[2.30]W. Raghavendra Prasad, "Solar Parabolic Dish Concentrator | Anushree Greentech India Pvt Ltd", *Anushreegreentech.com*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://www.anushreegreentech.com/Solar-Parabolic-Dish-Concentrator.html>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

[2.31]B. Gallego, J. Santamarta, "How to achieve US\$63MWh in a Concentrated Solar Power tower project with storage", *HELIOSCSP*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://helioscsp.com/how-to-achieve-us63mwh-in-a-concentrated-solar-power-tower-project-with-storage/>. [Πρόσβαση: 11- Μαΐου- 2018].

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ

3.1 Γενικά περί ψύξης

Η ψύξη είναι μία διαδικασία απαιτούμενη σε ένα μεγάλο πλήθος εφαρμογών. Κατά τη διαδικασία της ψύξης, σκοπός είναι να απορροφηθεί με κάποιον τρόπο από ένα αντικείμενο ή ένα χώρο θερμότητα, ώστε να μειωθεί ή να διατηρηθεί η θερμοκρασία του. Η θερμότητα αυτή θα πρέπει, ασφαλώς, να μεταφερθεί και να απορριφθεί αλλού. Το είδος της εφαρμογής υπαγορεύει την τεχνολογία ψύξης που πρέπει να χρησιμοποιηθεί και κατ' επέκταση τις συσκευές που αυτή απαιτεί. Στην επόμενη εικόνα παρουσιάζονται οι υπάρχουσες τεχνολογίες ψύξης ταξινομημένες σύμφωνα με την κύρια πηγή ενέργειας που χρησιμοποιείται. Σημειώνεται ότι οι διαχωρισμοί που γίνονται δεν είναι εξαντλητικοί και σε κάποιες περιπτώσεις μπορεί να συνδυάζονται.



Εικόνα 3.1 Τεχνολογίες ψύξης [3.1]

3.2 Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού

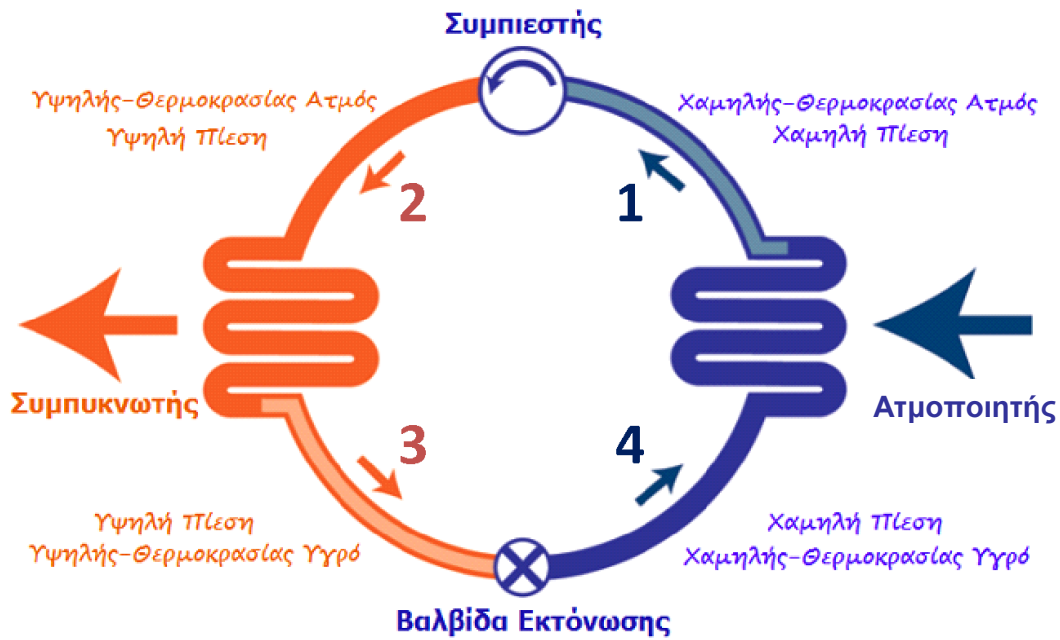
Αποτελεί την απλούστερη και πλέον διαδεδομένη μέθοδο παραγωγής ψύξης και για το λόγο αυτό αναφέρεται ξεχωριστά, σε αυτό το υποκεφάλαιο.

Η ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού, βασίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσης ενός σώματος, συνήθως πτητικού, και των θερμικών συναλλαγών που συνοδεύουν τη μεταβολή αυτή. Συγκεκριμένα, αξιοποιείται η μετάβαση ενός πτητικού ρευστού από την υγρή στην αέρια φάση με την πρόσδοση της απαιτούμενης θερμότητας (θερμότητα ατμοποίησης). Η διαδικασία αυτή ονομάζεται ατμοποίηση. Η αντίστροφη διεργασία από την αέρια στην υγρή φάση κατά την οποία αποβάλλεται θερμότητα (θερμότητα συμπύκνωσης) ονομάζεται συμπύκνωση. Το πτητικό ρευστό που αποτελεί το εργαζόμενο μέσο μιας ψυκτικής μηχανής, καλείται ψυκτικό μέσο [3.2].

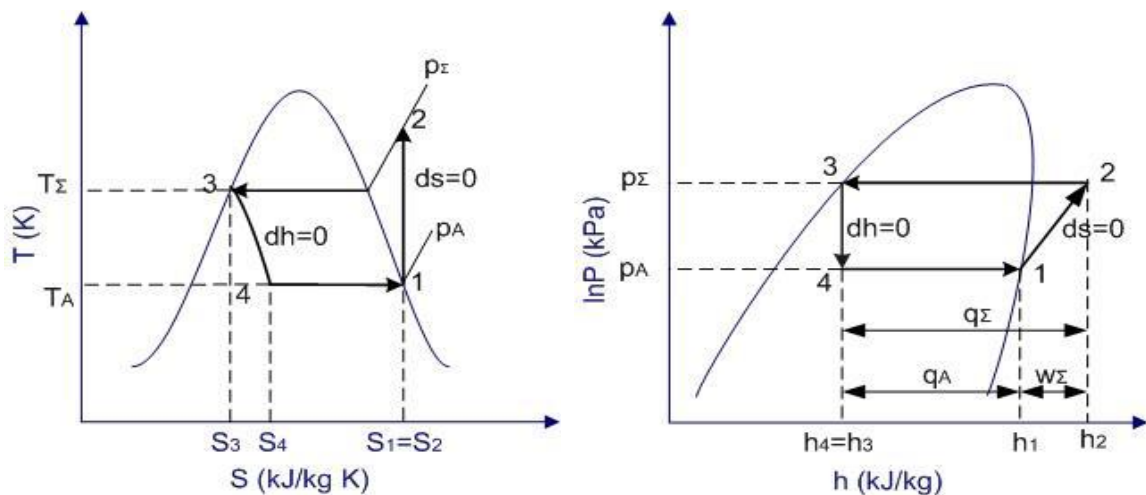
Ένα απλό σύστημα συμπίεσης ατμού αποτελείται από ένα συμπιεστή, ένα συμπυκνωτή, μια βαλβίδα εκτόνωσης και έναν ατμοποιητή τα οποία συνδέονται σε σειρά μέσω αγωγών σχηματίζοντας ένα κλειστό κύκλωμα. Ο συμπιεστής είναι η «καρδιά» του συστήματος. Παίρνει ατμό χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας και τον μετατρέπει σε ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Προφανώς, για να επιτευχθεί αυτό απαιτείται κατανάλωση μηχανικής ενέργειας για την κίνηση του συμπιεστή. Στη συνέχεια, ο ατμός εισέρχεται στον συμπυκνωτή όπου απορρίπτει την θερμότητα συμπύκνωσης και εξέρχεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Η απόρριψη της θερμότητας γίνεται στο εκάστοτε περιβάλλον, το οποίο συνήθως είναι η ατμόσφαιρα. Για να είναι δυνατή η μεταφορά θερμότητας απαιτείται η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου στον συμπυκνωτή να είναι υψηλότερη αυτής του περιβάλλοντος. Το κορεσμένο υγρό μετά την έξοδό του από το συμπυκνωτή διέρχεται από τη βαλβίδα εκτόνωσης στην οποία στραγγαλίζεται. Δηλαδή, γίνεται μείωση της πίεσής του χωρίς την παραγωγή μηχανικού έργου. Το ψυκτικό μέσο μετά τον στραγγαλισμό είναι ένα διφασικό ρευστό που αποτελείται κυρίως από υγρό. Αυτό το διφασικό ρευστό εισέρχεται στον ατμοποιητή όπου παραλαμβάνει το ψυκτικό φορτίο και στη συνέχεια εξέρχεται σε κατάσταση ατμού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Σημειώνεται ότι σε αντιστοιχία με τον συμπυκνωτή, απαιτείται η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου στον ατμοποιητή να είναι χαμηλότερη του ψυχομένου χώρου ώστε να είναι δυνατή η μεταφορά θερμότητας. Τελικά ο κορεσμένος ατμός εισέρχεται στον συμπιεστή ολοκληρώνοντας τον κύκλο [3.2,3.3]. Ένα απλό σύστημα μηχανικής συμπίεσης απεικονίζεται σχηματικά στην Εικόνα 3.2.

Ιδανικός κύκλος

Στα διαγράμματα T-s και p-h που παρουσιάζονται στην Εικόνα 3.3 φαίνονται οι θερμοδυναμικές μεταβολές του ιδανικού ψυκτικού κύκλου. Η μεταβολή 1-2 είναι ισεντροπική συμπίεση η οποία δίνει υπέρθερμο ατμό, η 2-3 ισόθλιπτη ψύξη η οποία δίνει κορεσμένο υγρό, η 3-4 ισενθαλπική εκτόνωση η οποία δίνει διφασικό μείγμα και η 4-1 ισόθλιπτη θέρμανση η οποία δίνει κορεσμένο ατμό.



Εικόνα 3.2 Σχηματική απεικόνιση κύκλου ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμού [3.4]



Εικόνα 3.3 Θερμοδυναμικές μεταβολές ιδανικού ψυκτικού κύκλου με μηχανική συμπίεση ατμού [3.5]

Η ψυκτική ισχύς, Q_e , ανηγμένη ανά μονάδα παροχής μάζας ψυκτικού ρευστού, \dot{m} , ονομάζεται ψυκτική ικανότητα, q_e , και ισούται με τη διαφορά των ενθαλιπών της θέσης 1 και 4. Έτσι ισχύει [3.2]:

$$q_e = \frac{Q_e}{\dot{m}} = h_1 - h_4, \quad (3.1)$$

Λαμβάνοντας υπόψη ότι η μεταβολή 3-4 είναι ισηνθαλπική, προκύπτει από την προηγούμενη σχέση ότι [3.2]:

$$q_e = \frac{Q_e}{\dot{m}} = h_1 - h_4 = h_1 - h_5, \quad (3.2)$$

Προφανώς η ψυκτική ισχύς είναι ίση με την απαγόμενη θερμότητα από ένα χώρο ή αντικείμενο, ανάλογα με την εφαρμογή.

Η διαφορά των ενθαλπιών μεταξύ της κατάστασης 1 και 2 παριστά την ανηγμένη θεωρητική μηχανική ισχύ ανά μονάδα παροχής μάζας ψυκτικού μέσου, δηλαδή ισχύει [3.2]:

$$w_{th} = \frac{W_{th}}{\dot{m}} = h_2 - h_1, \quad (3.3)$$

Για τον προσδιορισμό της απόδοσης των ψυκτικών συστημάτων χρησιμοποιείται ο συντελεστής συμπεριφοράς COP (Coefficient of Performance) ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της ψυκτικής ισχύος προς την καταναλισκόμενη ενέργεια. Στο σύστημα συμπίεσης ατμού καταναλώνεται ενέργεια για την κίνηση του συμπιεστή. Ανάλογα με το σημείο που θεωρείται ότι είναι η είσοδος του συστήματος ορίζεται:

— Ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς που λαμβάνει υπόψη του μόνο τη θερμοδυναμική μεταβολή που λαμβάνει χώρα στο συμπιεστή, οπότε ισχύει [3.2]:

$$COP_{th} = \frac{Q_e}{W_{th}} = \frac{q_e}{w_{th}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}, \quad (3.4)$$

— Ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς ο οποίος λαμβάνει υπόψη του τις μηχανικές απώλειες στο συμπιεστή και χρησιμοποιεί το πραγματικό μηχανικό έργο, W_{ef} , που προσδίδεται στην άτρακτο του συμπιεστή, δηλαδή ισχύει [3.2]:

$$COP = \frac{Q_e}{W_{ef}} = \frac{q_e}{w_{ef}}, \quad (3.5)$$

— Ο ηλεκτρικός ή ακροδεκτικός συντελεστής συμπεριφοράς ο οποίος χρησιμοποιεί την ηλεκτρική ισχύ, P_{el} , που παρέχεται στους ακροδέκτες του ηλεκτροκινητήρα κίνησης του συμπιεστή, και περιλαμβάνει και τις απώλειες του ηλεκτροκινητήρα. Επομένως ισχύει [3.2]:

$$COP_{el} = \frac{Q_e}{P_{el}}, \quad (3.6)$$

Πραγματικός κύκλος

Στον πραγματικό κύκλο συμπίεσης ατμού υπάρχει πτώση πίεσης στο συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή και έτσι οι μεταβολές 2-3 και 4-1 δεν είναι ισόθλιπτες. Επίσης, σημαντικές είναι οι απώλειες στο συμπιεστή που καθιστούν τη μεταβολή 1-2 μη ισηντροπική. Χρειάζεται, ακόμη, να αναφερθεί ότι συνήθως, το ψυκτικό μέσο μετά την έξοδο του από το συμπυκνωτή ψύχεται, ενώ μετά την έξοδο από τον ατμοποιητή θερμαίνεται. Οι μεταβολές αυτές χαρακτηρίζονται ως υπόψυξη και υπερθέρμανση, αντίστοιχα. Η μεταφορά θερμότητας συμβαίνει μεταξύ των δύο αυτών σημείων του κυκλώματος και σκοπό έχει τη δημιουργία υπέρθερμου ατμού στην είσοδο του συμπιεστή καθώς η ύπαρξη κεκορεσμένου ατμού, δεδομένων των μεταβλητών

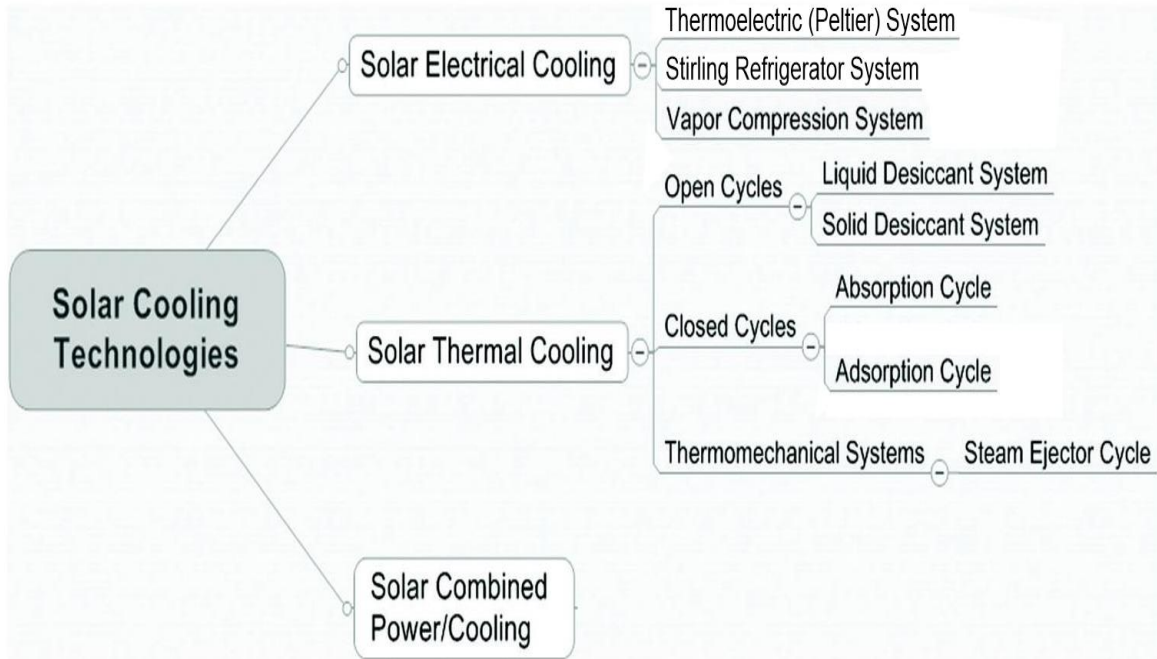
μονάδα παραγόμενης ψύξης και συνεπώς αυξημένο κόστος λειτουργίας. Για τους λόγους αυτούς χρησιμοποιούνται πολυβάθμια και κλιμακωτά (cascade) συστήματα όταν είναι επιθυμητή η ψύξη σε χαμηλές θερμοκρασίες. Τα πολυβάθμια συστήματα χρησιμοποιούν δύο ή περισσότερους συμπιεστές συνδεδεμένους σε σειρά στο ίδιο σύστημα. Τα cascade συστήματα χρησιμοποιούνται όταν δεν είναι εφικτό να επιτευχθούν χαμηλές θερμοκρασίες λόγω των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των ψυκτικών μέσων και της μεγάλης διαφοράς πίεσης μεταξύ πρώτης και τελευταίας βαθμίδας συμπίεσης. Συγκεκριμένα, αποτελούνται, συνήθως, από δύο μονοβάθμια συστήματα ψύξης ανεξάρτητα το ένα με το άλλο, που ο συμπυκνωτής του ενός είναι ο ατμοποιητής του άλλου και κάθε σύστημα μπορεί να έχει διαφορετικό ψυκτικό μέσο [3.5]. Τέλος, αναφέρεται ο υπερκρίσιμος κύκλος ψύξης ο οποίος είναι ένας κύκλος συμπίεσης ατμού με τη διαφορά ότι η πίεση μετά το συμπιεστή υπερβαίνει την κρίσιμη πίεση του ψυκτικού μέσου και έτσι κατά τη συμπύκνωση δεν υπάρχει αλλαγή φάσης αυτού [3.1]. Τα παραπάνω συστήματα αναφέρθηκαν για λόγους πληρότητας και δεν αναλύονται περισσότερο καθώς δεν αποτελούν αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας.

3.3 Συστήματα ηλιακής ψύξης

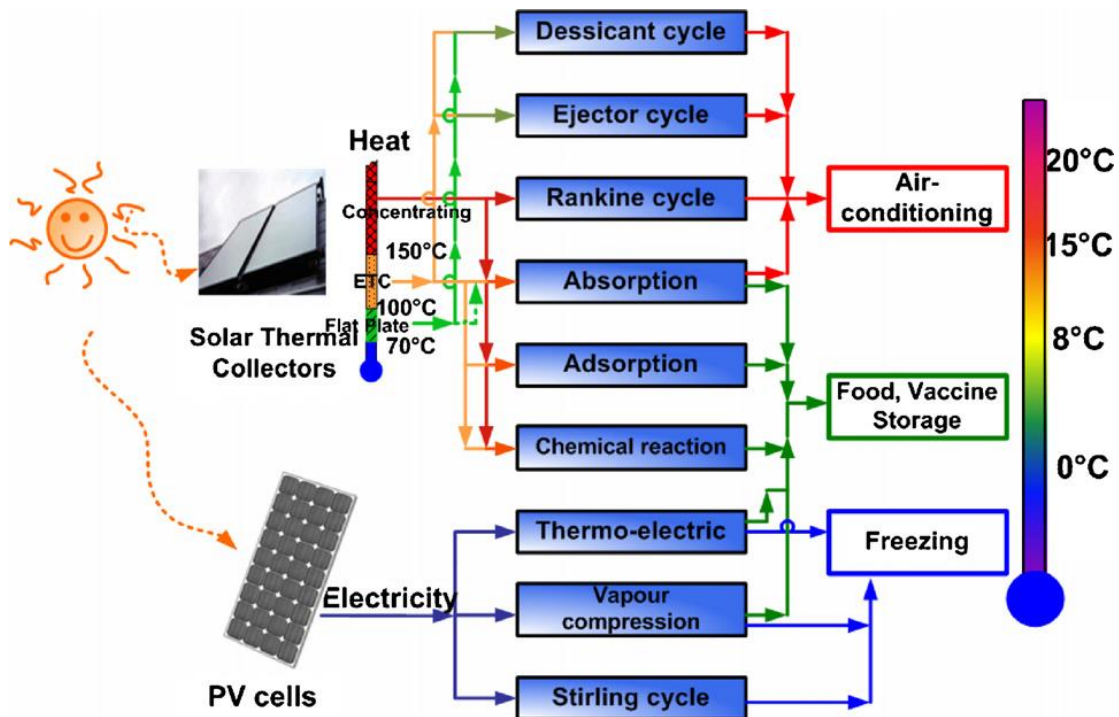
Στη συνέχεια δίνεται έμφαση στην ηλιακή ψύξη που αποτελεί το αντικείμενο της εργασίας. Οι τεχνολογίες ηλιακής ψύξης χωρίζονται σε τρεις κύριες κατηγορίες: ηλιακή ηλεκτρική, ηλιακή θερμική και συνδυασμό ηλιακής παραγωγής ενέργειας/ψύξης, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.5. Ένα σύστημα ηλιακής ψύξης αποτελείται από τρεις συνιστώσες: το στοιχείο συλλογής ηλιακής ενέργειας, τον ψυκτικό κύκλο και τα διαφορετικά θερμοκρασιακά εύρη της εκάστοτε εφαρμογής. Ο κατάλληλος κύκλος μπορεί να επιλεγθεί σύμφωνα με το ψυκτικό φορτίο και το απαιτούμενο θερμοκρασιακό εύρος. Η Εικόνα 3.6 παρουσιάζει διαφορετικές τεχνολογίες που μπορούν να παραγάγουν ψύξη σε διάφορα θερμοκρασιακά εύρη. Ορισμένες εφαρμογές απαιτούν θερμοκρασίες ψύξης και παραλαβή ψυκτικού φορτίου που δεν μπορεί να επιτευχθεί με έναν κύκλο, οπότε χρειάζονται πολυβάθμια (multiple-effect) συστήματα. Στα συστήματα ηλιακής ψύξης είναι απαραίτητη η ύπαρξη εναλλακτικών πηγών ενέργειας για την λειτουργία τους την περίοδο που δεν είναι διαθέσιμη η ηλιακή ενέργεια [3.6].

3.3.1 Ηλιακή ηλεκτρική ψύξη (Solar Electrical Cooling)

Ένα ηλιακό ηλεκτρικό σύστημα αποτελείται από φωτοβολταϊκά πάνελ και μια ηλεκτρική συσκευή ψύξης. Οι κυψέλες των φωτοβολταϊκών είναι κατασκευασμένες από ημιαγωγά υλικά που εκμεταλλεύονται το φωτοηλεκτρικό φαινόμενο και μετατρέπουν το φως σε ηλεκτρισμό. Η παραγόμενη ενέργεια από τα φωτοβολταϊκά παρέχεται είτε σε θερμοηλεκτρικό (Peltier) σύστημα, σε κύκλο Stirling ή σε απλό σύστημα με μηχανική συμπίεση ατμού [3.6].



Εικόνα 3.5 Κατηγοριοποίηση τεχνολογιών ηλιακής ψύξης [3.7,3.8]

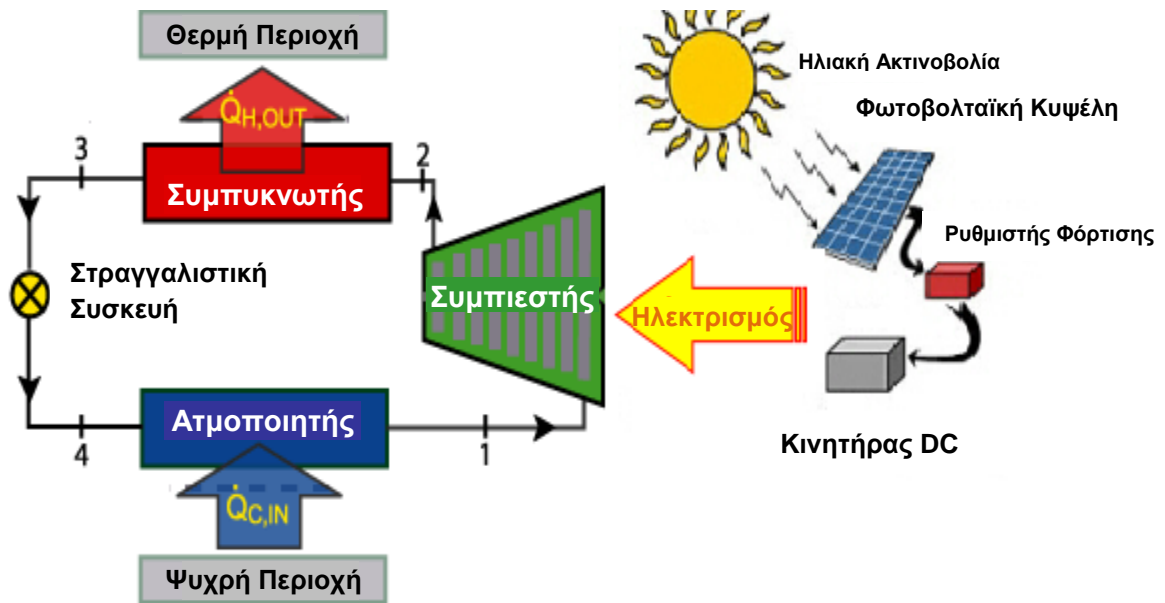


Εικόνα 3.6 Σύστημα ηλιακής ψύξης και θερμοκρασιακό εύρος εφαρμογών [3.8]

3.3.1.1 Ψυκτικό σύστημα συμπίεσης ατμού που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια

Το φωτοβολταϊκό πάνελ μετατρέπει την ηλιακή ακτινοβολία σε συνεχές (DC) ρεύμα που παρέχεται σε ένα συμβατικό σύστημα συμπίεσης ατμού. Η αποδοτικότητα του συστήματος εξαρτάται από την αποδοτικότητα των φωτοβολταϊκών και το COP του συστήματος συμπίεσης ατμού [3.7]. Το πιο σημαντικό χαρακτηριστικό είναι η τάση η οποία πρέπει να είναι κοντά στην τάση στην οποία παράγεται η μέγιστη δυνατή

ισχύς, ώστε να λειτουργεί το σύστημα με την υψηλότερη αποδοτικότητα [3.6]. Παρακάτω απεικονίζεται σχηματικά ένα τέτοιο σύστημα.



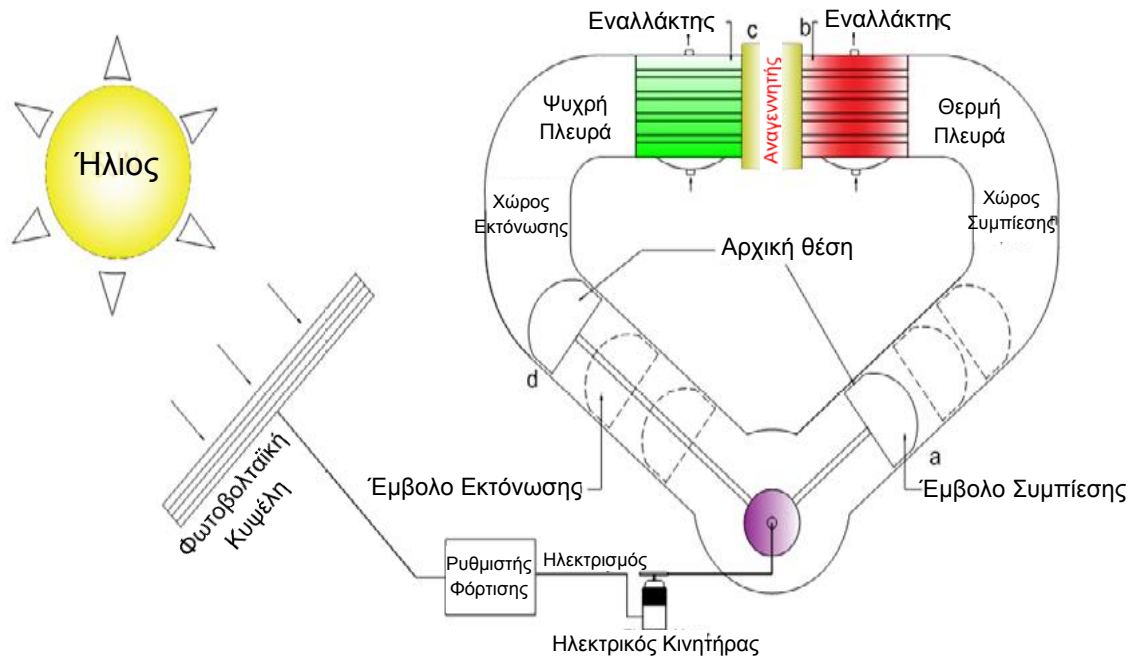
Εικόνα 3.7 Ψυκτικό σύστημα συμπίεσης ατμού που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια [3.6]

3.3.1.2 Σύστημα ψύξης Stirling

Όπως στο προηγούμενο σύστημα, έτσι και σε αυτό το ο ηλεκτρισμός που παράγεται από τα φωτοβολταϊκά πάνελ χρησιμοποιείται από έναν ηλεκτροκινητήρα ο οποίος με τη σειρά του κινεί τη μηχανή Stirling. Οι μηχανές αυτές βρίσκουν εφαρμογή σε περιπτώσεις που απαιτούνται πολύ χαμηλές θερμοκρασίες, όπως είναι η παραγωγή υγρού αζώτου ή υγρού οξυγόνου από τον ατμοσφαιρικό αέρα. Χαρακτηριστικό του κύκλου είναι ότι έχει COP ίσο με αυτό του Carnot. Η αρχή λειτουργίας της μηχανής βασίζεται στην μεταβολή όγκων που προκαλούνται από έμβολα, η οποία συνεπάγεται αλλαγή στην πίεση και τη θερμοκρασία του αερίου (το ψυκτικό μέσο είναι αέριο και δεν υφίσταται αλλαγή φάσης). Ο κύκλος περιγράφεται συνοπτικά παρακάτω.

Ο ψυκτικός κύκλος χωρίζεται σε τέσσερις φάσεις. Στην πρώτη φάση συμπιέζει το έμβολο συμπίεσης, ενώ το έμβολο εκτόνωσης είναι σταθερό. Στη συνέχεια το αέριο μετατοπίζεται προς την ψυχρή πλευρά αφού πρώτα χάσει θερμότητα και μειωθεί η θερμοκρασία του, λόγω του εναλλάκτη που βρίσκεται στη θερμή πλευρά ο οποίος τη διαχέει στο περιβάλλον. Η θερμοκρασία του μειώνεται ακόμα περισσότερο λόγω της διάβασης του μέσα από τον αναγεννητή (regenerator) ο οποίος είναι κρύος από τον προηγούμενο κύκλο και θερμαίνεται καθώς ψύχει το διερχόμενο αέριο. Στην τρίτη φάση λαμβάνει χώρα η παραγωγή ψύξης όπου το αέριο εκτονώνεται στον χώρο αποτόνωσης, ενώ το έμβολο συμπίεσης παραμένει σταθερό. Στη φάση αυτή το αέριο απορροφά θερμότητα από εκεί που απαιτεί η εφαρμογή με τη βοήθεια του εναλλάκτη που βρίσκεται στην ψυχρή πλευρά. Στην τέταρτη και τελευταία φάση το αέριο ξαναπερνά από τον αναγεννητή, τον οποίο ψύχει, και μεταφέρεται στην ζεστή πλευρά

ώστε να ξαναρχίσει ο κύκλος [3.6,3.9]. Παρακάτω δίνεται μια σχηματική απεικόνιση ενός ψύκτη Stirling με ηλιακή υποβοήθηση.

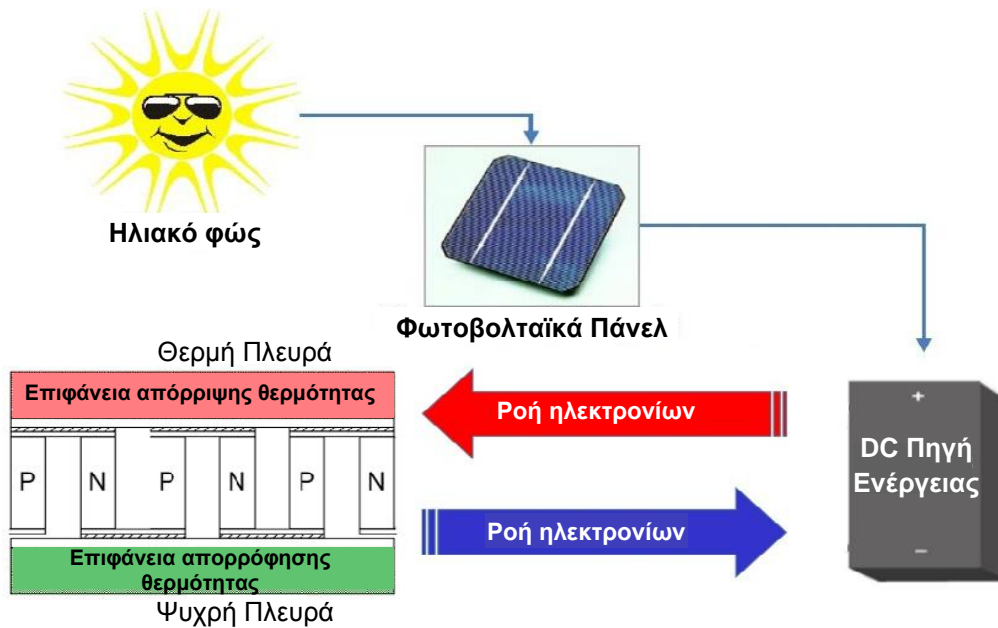


Εικόνα 3.8 Σύστημα ψύξης Stirling σε συνδυασμό με ηλιακή ενέργεια [3.6]

3.3.1.3 Θερμοηλεκτρική ψύξη (Thermo-electric Cooling/ Peltier Cooling System)

Η θερμοηλεκτρική ψύξη βασίζεται στο φαινόμενο Peltier, σύμφωνα με το οποίο όταν δύο διαφορετικοί αγωγοί που ενώνονται στις δύο άκρες τους διαρρέονται από συνεχές (DC) ηλεκτρικό ρεύμα, εμφανίζουν διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των σημείων ενώσεως. Ποιο σημείο ένωσης θα είναι ψυχρότερο εξαρτάται από τη φορά του ρεύματος και από το ζεύγος των υλικών [3.2]. Καθώς εμφανίζεται διαφορά θερμοκρασίας στα άκρα τους, αναπτύσσεται τάση αντίθετη σε αυτή που προκαλεί το ρεύμα [3.10].

Τα κύρια χαρακτηριστικά της θερμοηλεκτρικής ψύξης είναι η έλλειψη κινητών μερών, η έλλειψη ψυκτικού ρευστού, η μεγάλη διάρκεια ζωής και το μικρό μέγεθος. Επιπλέον, δεν χρησιμοποιεί γλωροφθοράνθρακες, επομένως είναι φιλική προς το περιβάλλον, είναι πλήρως αναστρέψιμη η λειτουργία της, πετυχαίνει ακριβή έλεγχο της θερμοκρασίας και δουλεύει αποτελεσματικά σε ευαίσθητες εφαρμογές. Το υψηλό κόστος και η χαμηλή αποδοτικότητα είναι τα μειονεκτήματά της. Συστήματα αυτού του είδους χρησιμοποιούνται σε ηλεκτρονικές συσκευές, στα ψυγεία τροφίμων, στον κλιματισμό και σε ειδικές εφαρμογές όπως στρατιωτικές, αεροναυπηγικές, φαρμάκων και βιομηχανικές [3.6]. Ένα σύστημα θερμοηλεκτρικής ψύξης παρουσιάζεται σχηματικά στη συνέχεια.



Εικόνα 3.9 Σύστημα θερμοηλεκτρικής ψύξης [3.6]

3.3.2 Θερμικά ηλιακά συστήματα (Solar Thermal Cooling)

Τα θερμικά συστήματα ψύξης είναι εμπορικά διαθέσιμα για εφαρμογές ψύξης τροφίμων και κλιματισμού, ωστόσο η χρήση τους είναι περιορισμένη λόγω της χαμηλής αποδοτικότητάς τους και του υψηλού κόστους επένδυσης, σε σύγκριση με τη μηχανική συμπίεση ατμού. Παλαιότερα επιλέγονταν τέτοιου είδους συστήματα όταν υπήρχαν διαθέσιμα μεγάλα ποσά απορριπτόμενης θερμότητας, ενώ πρόσφατα χρησιμοποιούνται και σε συνδυασμό με ανανεώσιμες πηγές ενέργειας όπως η ηλιακή [3.11]. Η μετατροπή της θερμικής ηλιακής ενέργειας σε ψύξη γίνεται μέσω φυσικών ή χημικών διεργασιών. Τα θερμικά συστήματα ψύξης χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες: τα συστήματα ανοιχτού κύκλου, κλειστού κύκλου και τα θερμομηχανικά.

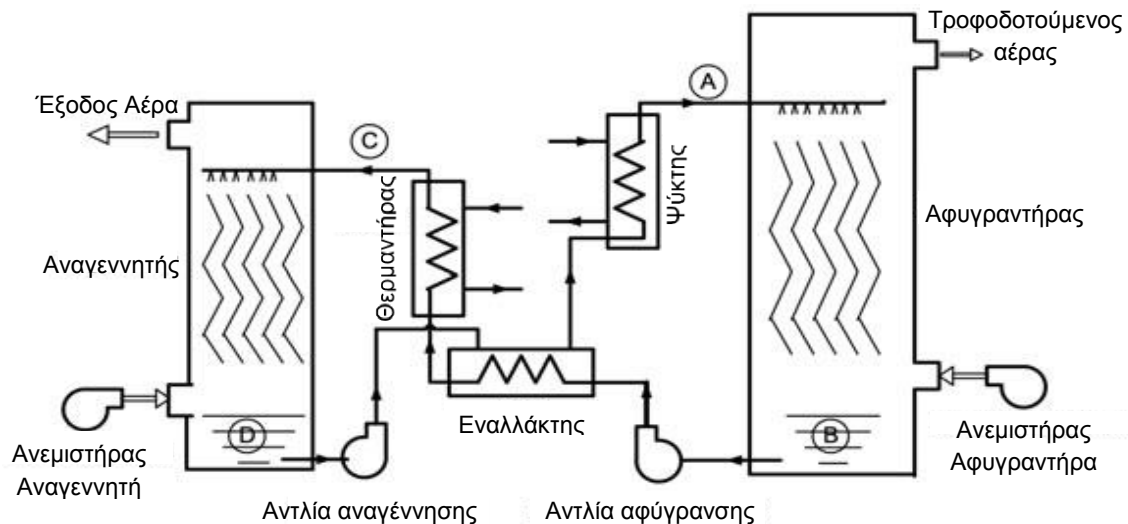
3.3.2.1 Συστήματα ψύξης ανοιχτού κύκλου (Open Cycle Systems)

Στην κατηγορία αυτή εντάσσονται συστήματα που χρησιμοποιούνται στον κλιματισμό για ύγρανση και αφύγρανση, και η λειτουργία τους βασίζεται στη μεταφορά υγρασίας από ένα ρεύμα αέρα σε ένα άλλο. Εκτός από τον κλιματισμό, μπορούν να χρησιμοποιηθούν και ως προψύκτες για άλλα συστήματα. Χωρίζονται σε δύο κατηγορίες: τα συστήματα υγρού αφυγραντικού μέσου και στερεού αφυγραντικού μέσου [3.6]. Τυπικά υγρά αφυγραντικά μέσα είναι το χλωριούχο λίθιο (LiCl), το χλωριούχο ασβέστιο (CaCl) και το βρωμιούχο λίθιο (LiBr), ενώ τυπικό στερεό αφυγραντικό μέσο είναι το silica gel [3.7].

Συστήματα υγρού αφυγραντικού μέσου (Liquid Desiccant Systems)

Η Εικόνα 3.3.6 παρουσιάζει ένα απλό σύστημα υγρού αφυγραντικού μέσου. Η υγρασία αφαιρείται στον αφυγραντήρα (dehumidifier), όπου το αφυγραντικό μέσο απορροφά υδρατμούς από τον υπό επεξεργασία αέρα. Το αφυγραντικό μέσο ψεκάζεται από την κορυφή του αφυγραντήρα. Η διαφορά της τάσης ατμών οδηγεί στη μεταφορά μάζας. Έτσι, απελευθερώνεται θερμότητα λόγω της συμπίκνωσης του

νερού και συναλλάσσεται θερμότητα λόγω της ανάμειξης. Μετά την αφύγρανση, ο αέρας μπορεί να εισέλθει στο χώρο, ή να εισαχθεί σε έναν εξατμιστικό ψύκτη για περαιτέρω ψύξη και ρύθμιση της υγρασίας του, ενώ το αραιωμένο αφυγραντικό μέσο που βρίσκεται στον πυθμένα του αφυγραντήρα τροφοδοτείται προς τον αναγεννητή (regenerator). Πριν εισέλθει το αραιωμένο αφυγραντικό μέσο στον αναγεννητή, περνά από έναν εναλλάκτη θερμότητας και έναν θερμαντήρα, όπου η θερμοκρασία του αυξάνεται. Στη συνέχεια, ψεκάζεται από την κορυφή του αναγεννητή και εκτίθεται στον αέρα αναγέννησης. Έτσι η υγρασία μεταφέρεται από το αραιό διάλυμα στον αέρα λόγω της διαφοράς στην τάση ατμών. Το ισχυρό πλέον διάλυμα, συγκεντρώνεται στον πυθμένα του αναγεννητή, και αφού περάσει από έναν εναλλάκτη θερμότητας και έναν ψύκτη ώστε να μειωθεί η θερμοκρασία του, εισέρχεται στον αφυγραντήρα. Ο εναλλάκτης θερμότητας χρησιμοποιείται για να προθερμάνει το αραιό-ασθενές διάλυμα και να προ-ψύξει το ισχυρό διάλυμα. Η θέρμανση στον θερμαντήρα μπορεί να γίνεται με τη χρήση ηλιακών συλλεκτών [3.12].



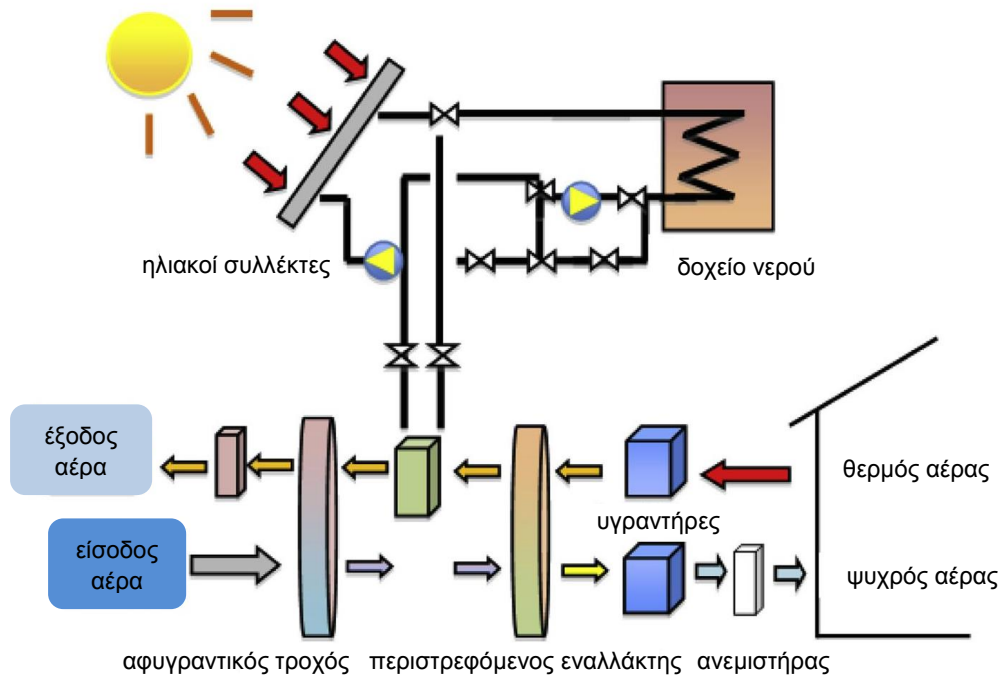
Εικόνα 3.10 Σύστημα υγρού αφυγραντικού μέσου [3.12]

Τα αφυγραντικά συστήματα με υγρό μέσο έχουν κάποια πλεονεκτήματα έναντι αυτών με στερεό μέσο και πετυχαίνουν μεγαλύτερη αφύγρανση για ίδιες συνθήκες λειτουργίας [3.11].

Συστήματα στερεού αφυγραντικού μέσου (Solid Desiccant Systems)

Ένα σύστημα στερεού αφυγραντικού μέσου έχει δύο διερχόμενα ρεύματα. Το πρώτο ρεύμα είναι θερμός και υγρός αέρας περιβάλλοντος ο οποίος περνάει μέσα από τον αφυγραντικό τροχό και βγαίνει με υψηλότερη θερμοκρασία και χαμηλότερη υγρασία. Η θερμοκρασία αυξάνεται γιατί η διεργασία της προσρόφησης που δεσμεύει την υγρασία είναι εξώθερμη. Στη συνέχεια ο αέρας διέρχεται από έναν περιστρεφόμενο εναλλάκτη, όπου η θερμοκρασία του μειώνεται, και από έναν εξατμιστικό ψύκτη όπου επιτυγχάνεται η τελική επιθυμητή θερμοκρασία και υγρασία. Σε αυτές τις συνθήκες εισέρχεται στο χώρο και παράγει την ψύξη. Το δεύτερο ρεύμα είναι αέρας ο οποίος απομακρύνεται από το χώρο. Ο αέρας αυτός ψύχεται με εξατμιστική ψύξη ώστε στη συνέχεια να έχει κατάλληλη θερμοκρασία για να παραλάβει θερμότητα

στον περιστρεφόμενο ψύκτη από το άλλο ρεύμα. Ακολουθεί θέρμανση του, η οποία μπορεί να γίνει με τη χρήση ηλιακών συλλεκτών, είσοδος στον αφυγραντικό τροχό τον οποίο αναγεννά και έξοδος στο περιβάλλον. Κατά την αναγέννηση, ο θερμός αέρας προσλαμβάνει το νερό που έχει δεσμευτεί στο προσροφητικό υλικό του αφυγραντικού τροχού [3.6,3.11]. Ένα σύστημα στερεού αφυγραντικού μέσου παρουσιάζεται στην επόμενη εικόνα.



Εικόνα 3.11 Σύστημα στερεού αφυγραντικού μέσου [3.11]

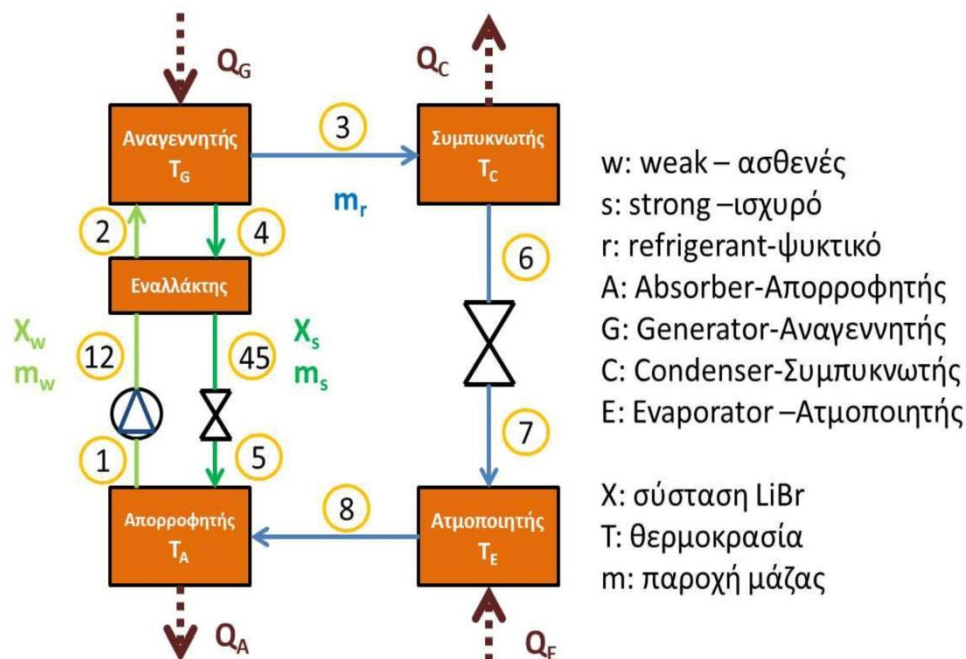
3.3.2.2 Συστήματα ψύξης κλειστού κύκλου (Close Cycle Systems)

Αυτού του είδους τα συστήματα διαιρούνται σε δύο κατηγορίες ανάλογα με το ροφητικό μέσο σε: συστήματα απορρόφησης και προσρόφησης αν το ροφητικό μέσο είναι υγρό ή στερεό αντίστοιχα. Απορρόφηση υπάρχει όταν ένα μόριο εισέρχεται στον όγκο άλλων μορίων. Η προσρόφηση είναι επιφανειακή διεργασία κατά την οποία ένα μόριο έλκει τα μόρια μιας άλλης ουσίας στην επιφάνειά του και μπορεί να επιτευχθεί με φυσική ή με χημική διεργασία [3.6].

Συστήματα απορρόφησης (Absorption Systems)

Η αρχή λειτουργίας ενός συστήματος απορρόφησης είναι ίδια με αυτή της μηχανικής συμπίεσης ατμού, με τη διαφορά ότι ο συμπιεστής έχει αντικατασταθεί από τον θερμικό συμπιεστή στον κύκλο απορρόφησης. Ο θερμικός συμπιεστής αποτελείται από τον απορροφητή, τον αναγεννητή, την αντλία του διαλύματος και μία στραγγαλιστική βαλβίδα. Στον απορροφητή το ισχυρό σε απορροφητικό μέσο διάλυμα, αραιώνεται με το ψυκτικό μέσο. Κατά τη διάρκεια αυτής της διεργασίας, η πίεση στον απορροφητή διατηρείται σταθερή απελευθερώνοντας στο περιβάλλον τη θερμότητα που παράγεται κατά την απορρόφηση των ατμών του ψυκτικού μέσου από το απορροφητικό μέσο. Μετά, η αντλία του διαλύματος αυξάνει την πίεση του

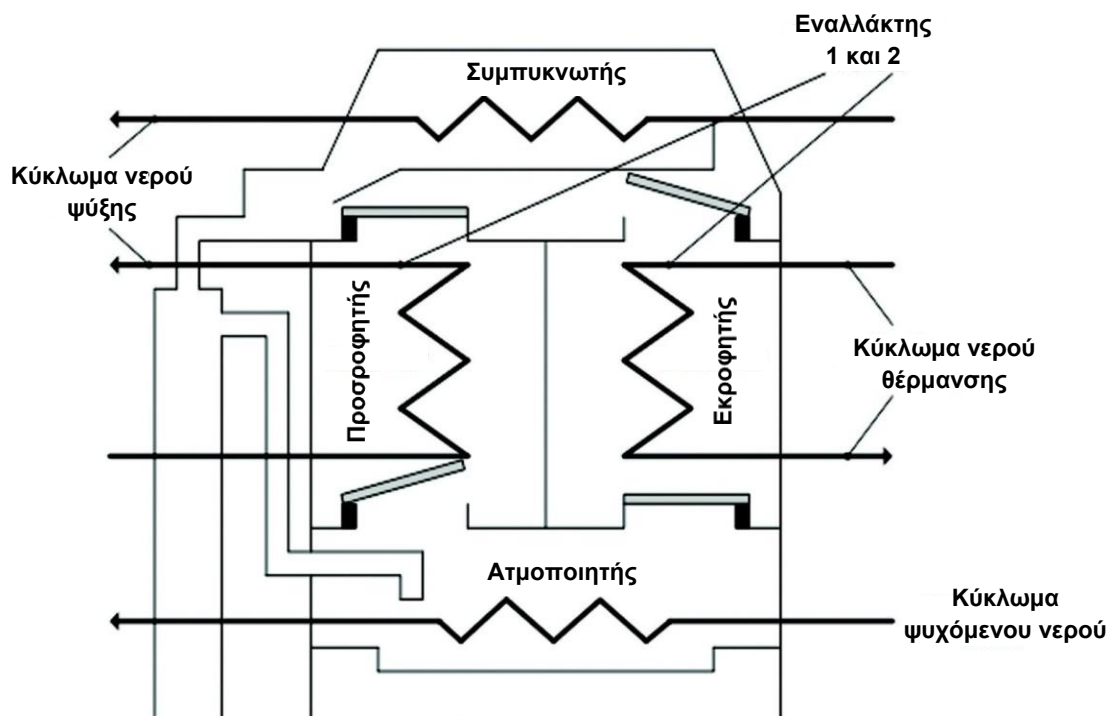
ασθενούς πλέον διαλύματος που εξέρχεται από τον απορροφητή. Η ενεργειακή κατανάλωση της αντλίας αυτής είναι πολύ μικρή σε σχέση με αυτή που καταναλώνει ένας μηχανικός συμπιεστής. Στον αναγεννητή, το ψυκτικό μέσο διαχωρίζεται από το διάλυμα κατά τη διεργασία της αναγέννησης με την προσθήκη θερμότητας. Αυτό που κάνει τον κύκλο προσρόφησης ελκυστικό είναι ότι οποιαδήποτε πηγή θερμότητας μπορεί να χρησιμοποιηθεί στον αναγεννητή, συμπεριλαμβανομένης και της ηλιακής θερμότητας. Στη συνέχεια το διαχωρισμένο πλέον από το ψυκτικό μέσο ισχυρό διάλυμα, που εξέρχεται από τον αναγεννητή περνάει από τη στραγγαλιστική βαλβίδα, μειώνει την πίεσή του και επιστρέφει στον απορροφητή. Το ψυκτικό μέσο με τη σειρά του, συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή, εκτονώνεται στη στραγγαλιστική βαλβίδα και ατμοποιείται στον ατμοποιητή όπου παραλαμβάνει το ψυκτικό φορτίο. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου απορροφάται πάλι από το ισχυρό διάλυμα στον απορροφητή. Σημειώνεται ότι για βελτίωση της απόδοσης, είναι σύνηθες το πλούσιο διάλυμα μετά τον αναγεννητή και το ασθενές διάλυμα μετά τον απορροφητή, να διέρχονται από έναν κοινό εναλλάκτη ώστε η θερμοκρασία του ασθενούς διαλύματος να αυξάνει και του ισχυρού διαλύματος να μειώνεται. Τυπικά ζεύγη ψυκτικού μέσου/απορροφητικού μέσου είναι νερό/βρωμιούχο λίθιο ($H_2O/LiBr$) και αμμωνία/νερό (NH_3/H_2O). Τυπικές τιμές του COP για μονοβάθμιο, διβάθμιο και τριβάθμιο απορροφητικό σύστημα είναι 0.7, 1.2 και 1.7, αντίστοιχα. Η λειτουργία ενός κύκλου απορρόφησης με $H_2O/LiBr$ περιορίζεται από τη θερμοκρασία ατμοποίησης και τη θερμοκρασία του απορροφητή λόγω του παγώματος του νερού και της στερεοποίησης του πλουσίου διαλύματος σε $LiBr$, αντίστοιχα. Αντίθετα, λειτουργία ενός κύκλου απορρόφησης με NH_3/H_2O δεν έχει τέτοιους περιορισμούς, αλλά έχει το πρόβλημα της τοξικότητας της αμμωνίας, η χρήση της οποίας απαιτεί υποχρεωτική επίβλεψη. Ένα σύστημα απορρόφησης παρουσιάζεται στο σχήμα που ακολουθεί [3.6,3.7].



Εικόνα 3.12 Σύστημα απορρόφησης [3.13]

Συστήματα προσρόφησης (Adsorption Systems)

Ένα σύστημα προσρόφησης αποτελείται από δύο θαλάμους ρόφησης, έναν συμπτυκνωτή, μία στραγγαλιστική βαλβίδα και έναν ατμοποιητή. Το νερό ευρισκόμενο υπό συνθήκες χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας, ατμοποιείται στον ατμοποιητή. Μετά ο ατμός του νερού εισέρχεται στον θάλαμο ρόφησης όπου το στερεό προσροφητικό υλικό, όπως το silica gel, τον προσροφά. Ο θάλαμος αυτός ψύχεται και απορροφά τη θερμότητα που παράγει η εξώθερμη διεργασία της προσρόφησης. Στον άλλο θάλαμο ο ατμός του νερού, που είναι ήδη προσροφημένος στο ροφητικό υλικό, απελευθερώνεται με την αναγέννηση του υλικού, προσδίδοντας θερμότητα. Η θερμότητα αυτή είναι δυνατό να προέλθει από την ηλιακή ενέργεια. Στη συνέχεια ο ατμός που έχει υψηλή πίεση συμπτυκνώνεται στο συμπτυκνωτή και ως υγρό πλέον στραγγαλίζεται στη στραγγαλιστική βαλβίδα ώστε να μειωθεί η πίεσή του, ενώ ακολουθεί η είσοδός του στον ατμοποιητή στον οποίο παραλαμβάνει το ψυκτικό φορτίο. Η διαδικασίες αυτές συνεχίζονται μέχρι ο ένας θάλαμος να αναγεννηθεί πλήρως και ο άλλος να κορεστεί σε νερό. Όταν αυτό συμβεί, η λειτουργία του κάθε θαλάμου αντιστρέφεται. Συνεπώς, ταυτόχρονα αλλάζει η κατεύθυνση των νερών ψύξης και θέρμανσης καθώς και το άνοιγμα των βαλβίδων των θαλάμων. Οι κύκλοι προσρόφησης πετυχαίνουν COP από 0.3 μέχρι 0.7, ανάλογα με τη θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας η οποία καλύπτει ένα εύρος από 65°C έως 95°C. Τα περισσότερο χρησιμοποιούμενα ζεύγη ψυκτικού μέσου/προσροφητικού υλικού είναι νερό/silica gel, νερό/ζεόλιθος, μεθανόλη/ενεργός άνθρακας και αμμωνία/ενεργός άνθρακας [3.6,3.7,3.11]. Σχήμα ενός προσροφητικού συστήματος δίνεται παρακάτω.



Εικόνα 3.13 Σύστημα προσρόφησης [3.7]

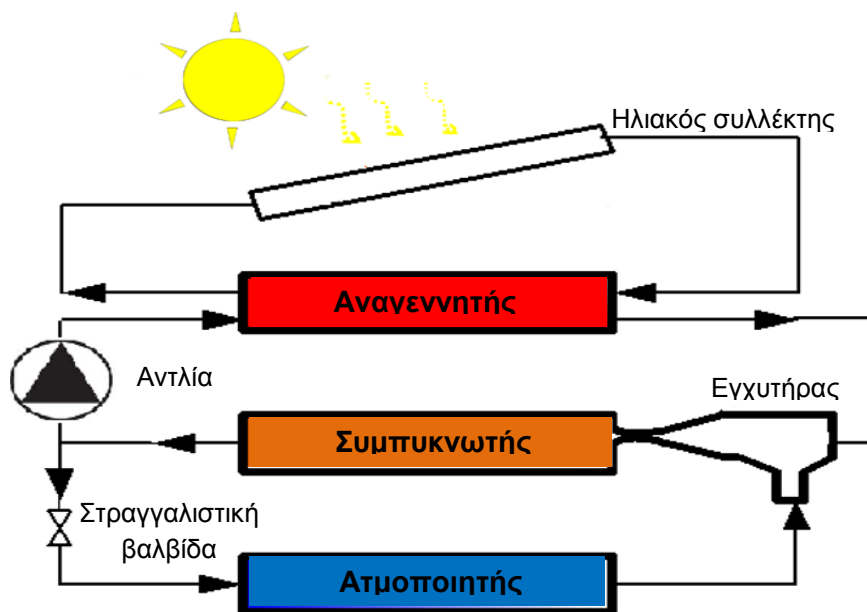
3.3.2.3 Θερμομηχανικά συστήματα ψύξης (Thermomechanical Cooling Systems)

Αντίθετα με τη μετατροπή της ενέργειας από ηλιακή σε θερμική, στα θερμομηχανικά ηλιακά συστήματα η ηλιακή ενέργεια μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια και στη συνέχεια σε μηχανική. Στη συνέχεια η μηχανική ενέργεια χρησιμοποιείται για την παραγωγή ψύξης. Σε αυτή την κατηγορία ανήκει η συμπίεση ατμού με δέσμη ρευστού που αποτελεί αντικείμενο της παρούσας εργασίας και για το λόγο αυτό αναλύεται λεπτομερώς στη συνέχεια.

Κύκλος συμπίεσης ατμού με εγχυτήρα (Steam Ejector Cycle)

Ο κύκλος συμπίεσης ατμού με δέσμη ρευστού αποτελεί το πιο αντιπροσωπευτικό σύστημα θερμομηχανικής ψύξης και βρίσκει εφαρμογή στην ψύξη τροφίμων και τον κλιματισμό. Το τυπικό σύστημα αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες, τη γεννήτρια, το συμπυκνωτή, τον ατμοποιητή, τη στραγγαλιστική βαλβίδα, την αντλία και τον εγχυτήρα (ejector), και η σύνδεσή τους είναι αυτή που φαίνεται στην Εικόνα 3.14.

Ο κύκλος ξεκινά από την έξοδο της γεννήτριας όπου το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται σε ατμώδη υπέρθερμη κατάσταση υψηλής πίεσης. Ο ατμός αυτός μαζί με τον ατμό χαμηλής πίεσης που έχει προκύψει στον ατμοποιητή λόγω παραλαβής του ψυκτικού φορτίου, εισέρχεται στον εγχυτήρα ο οποίος με την κατάλληλη εσωτερική του γεωμετρία πετυχαίνει στην έξοδό του μία ενδιάμεση πίεση. Προκαλείται, δηλαδή, συμπίεση του ψυκτικού μέσου. Μετά, το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στο συμπυκνωτή όπου ψύχεται μέχρι την κατάσταση κορεσμένου υγρού. Το ρευστό χωρίζεται στη συνέχεια σε δύο ρεύματα. Το πρώτο ρεύμα επανακυκλοφορεί στη γεννήτρια με τη χρήση της αντλίας, ενώ το δεύτερο οδηγείται μέσω μιας στραγγαλιστικής βαλβίδας στον ατμοποιητή όπου παράγεται η ψύξη [3.11].

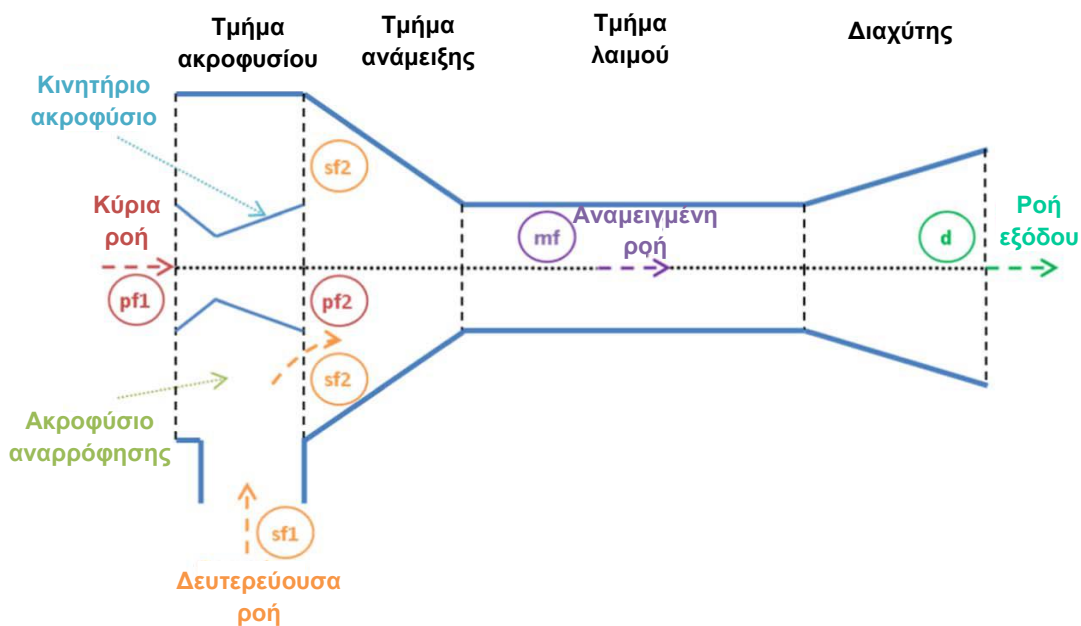


Εικόνα 3.14 Σύστημα συμπίεσης ατμού με εγχυτήρα [3.6]

Τα κύρια πλεονεκτήματα ενός συστήματος συμπίεσης ατμού με εγχυτήρα είναι η δυνατότητα χρήσης χαμηλής ποιότητας ενέργειας (θερμότητα), και το χαμηλό κόστος λειτουργίας και εγκατάστασης. Στην αντίθετη πλευρά βρίσκονται το υψηλό αρχικό κόστος, το χαμηλό COP, ο πολύπλοκος σχεδιασμός του εγχυτήρα και η δυσκολία λειτουργίας σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών περιβάλλοντος [3.6].

Εγχυτήρας (Ejector)

Ο εγχυτήρας αποτελεί το σημαντικότερο εξάρτημα του συστήματος και έτσι η λειτουργία του χρήζει περαιτέρω εξήγησης. Το σχήμα της Εικόνας 3.15 παρουσιάζει σχηματικά έναν εγχυτήρα. Το ένα ρεύμα εισόδου χαρακτηρίζεται ως η κύρια ροή (primary flow) που διέρχεται από το -κινητήριο ακροφύσιο (motive nozzle) αυξάνει πολύ την ταχύτητα του (υπερηχητική ροή) και μειώνει υπερβολικά την πίεσή του. Έτσι αποκτά χαμηλότερη πίεση από αυτή της δευτερεύουσας ροής (secondary flow) που εισέρχεται από το ακροφύσιο αναρρόφησης (suction nozzle) και την παρασύρει, ώστε τα δύο ρεύματα να αναμειχθούν στο τμήμα ανάμειξης (mixing section). Αυτή η διαφορά πιέσεων είναι σχεδιαστική παράμετρος του εγχυτήρα και οφείλεται στην εσωτερική του διαμόρφωση, όπως είναι για παράδειγμα οι κωνικότητες των ακροφυσίων. Στη συνέχεια, η αναμειγμένη ροή περνά από το τμήμα του λαιμού (throat section) όπου εμφανίζεται κύμα κρούσης και η ροή γίνεται υποχητική, για να επιβραδυνθεί τελικά από τον διαχύτη, στην έξοδο του οποίου η πίεση φθάνει την επιθυμητή τιμή [3.14,3.16].

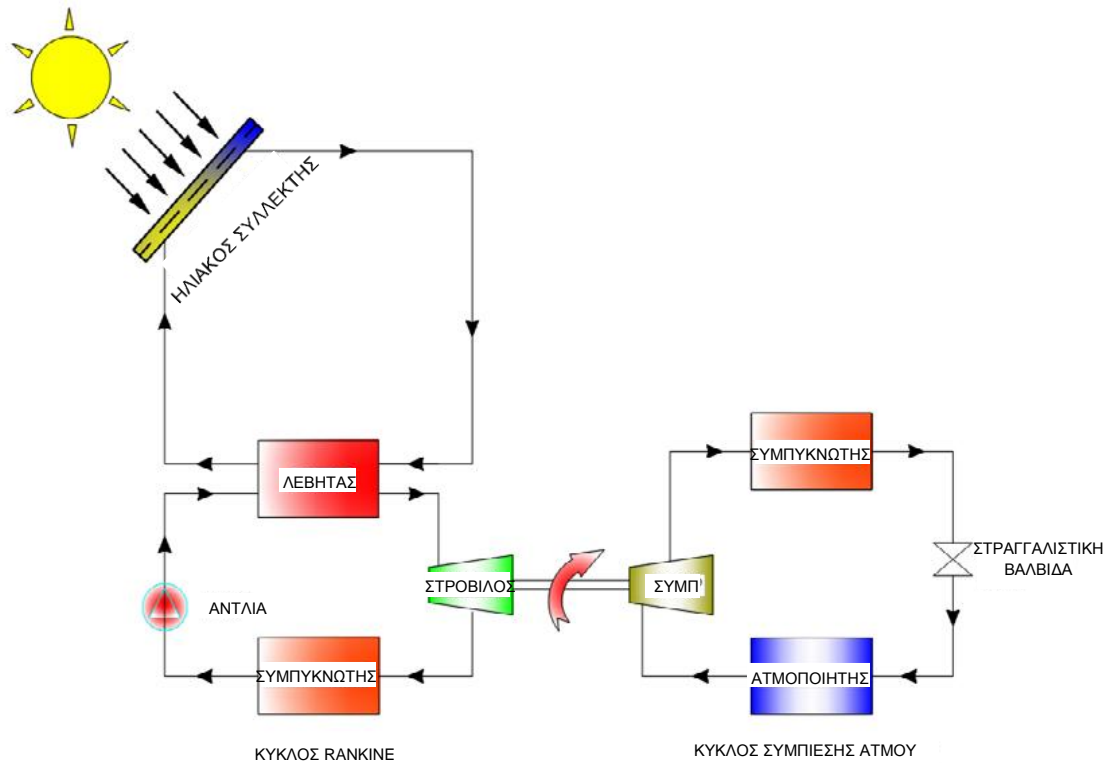


Εικόνα 3.15 Εγχυτήρας (Ejector) [3.14]

3.3.3 Συνδυασμός ηλιακής παραγωγής ενέργειας/ψύξης (Solar Combined Power/Cooling)

Ο συνδυασμός παραγωγής ενέργειας/ψύξης αναφέρεται συνήθως στη χρήση περισσότερων από μία τεχνολογιών για την παραγωγή ψύξης ή/και ενέργειας. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να μετατραπεί σε θερμική ενέργεια που κινεί μια συσκευή

παραγωγής ενέργειας και ένα μέρος ή ολόκληρη η παραγόμενη αυτή ενέργεια μπορεί με τη σειρά της να χρησιμοποιηθεί για την λειτουργία ενός ψυκτικού κύκλου που θα παράσχει την απαιτούμενη ψύξη. Είναι προφανές ότι τέτοια συστήματα μπορούν να υπάρξουν πολλά και δεν είναι σκόπιμο να παρουσιαστούν, καθώς δεν αποτελούν το στόχο της εργασίας. Ενδεικτικά αναφέρεται το συνδυασμένο σύστημα ενός κύκλου Rankine και ενός κύκλου συμπίεσης ατμού, στο οποίο το παραγόμενο έργο από τον στρόβιλο του εργοπαραγωγού κύκλου αξιοποιείται για την κίνηση του συμπιεστή του ψυκτικού κύκλου [3.6]. Απεικόνιση του συστήματος παρουσιάζεται παρακάτω.



Εικόνα 3.16 Συνδυασμός κύκλου Rankine και κύκλου συμπίεσης ατμού [3.6]

3.4 Συστήματα ηλιακής ψύξης με χρήση εγχυτήρα

Στη συνέχεια παρατίθενται ορισμένα συστήματα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα που έχουν μελετηθεί. Τα συστήματα αυτά συνήθως παράγουν εκτός από ψύξη, μηχανικό έργο-ηλεκτρισμό ή/και θέρμανση.

1^ο Σύστημα

Το ακόλουθο σύστημα μελετήθηκε από τους Ahmadzadeh et al. [3.15] και αποτελείται από δύο βασικούς κύκλους: το συλλεκτικό κύκλο, που συλλέγει ηλιακή ενέργεια, και τον ψυκτικό κύκλο, που παράγει την επιθυμητή ψύξη. Η διάταξη του συστήματος παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.17.

Στο συλλεκτικό κύκλο, συλλέγεται ηλιακή ενέργεια κατά τη διάρκεια της ημέρας. Η ενέργεια αυτή μεταδίδεται στο εργαζόμενο μέσο ώστε να παραχθεί ενέργεια και ψύξη. Ο συλλεκτικός κύκλος απαρτίζεται από συλλέκτες κενού (ETC) U-tube και μια αντλία για κυκλοφορία του ρευστού. Οι συλλέκτες κενού είναι πιο αποδοτικοί από

τους συμβατικούς επίπεδους συλλέκτες, ειδικά σε ψυχρό κλίμα διότι αυτού του είδους οι συλλέκτες έχουν εξαιρετικά μικρές απώλειες θερμότητας. Η αντλία, κυκλοφορεί το ρευστό ώστε να απορροφήσει θερμότητα στο συλλέκτη και στη συνέχεια να την αποβάλλει στον αναγεννητή.

Στο ψυκτικό τμήμα της εγκατάστασης υλοποιείται ένας κύκλος Rankine και ένας ψυκτικός κύκλος με εγχυτήρα. Τα κύρια εξαρτήματά του είναι αναγεννητής, στρόβιλος, εγχυτήρας, εναλλάκτης, συμπυκνωτής, ατμοποιητής, στραγγαλιστική βαλβίδα και αντλία. Ο υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας ατμός φεύγει από τον αναγεννητή και αποτονώνεται στο στρόβιλο για να παραχθεί ενέργεια. Μερικώς αποτονωμένος ατμός απομαστεύεται από το στρόβιλο για να αποτελέσει την κύρια ροή του εγχυτήρα. Η κύρια ροή αποτονώνεται στο ακροφύσιο του εγχυτήρα και αυξάνει την ταχύτητά του σε υπερηχητικές τιμές. Αυτή η υψηλής ταχύτητας ροή δημιουργεί μία περιοχή με μικρή πίεση στο τμήμα ανάμειξης του εγχυτήρα και συμπαρασύρει τη δευτερεύουσα ροή που έρχεται από τον ατμοποιητή. Στον ατμοποιητή εξατμίζεται το εργαζόμενο μέσο λόγω της απορρόφησης θερμότητας. Μετά οι δύο ροές αναμειγνύονται στο τμήμα ανάμειξης. Η αναμειγμένη ροή υφίσταται κύμα κρούσης που συνοδεύεται από αύξηση της πίεσης και, συνεπώς, υποχητική ροή. Στην συνέχεια, η ροή επιβραδύνεται και αυξάνει την τιμή της στην πίεση εξόδου από τον εγχυτήρα στο τμήμα του διαχύτη. Μετά την έξοδο από τον εγχυτήρα αναμειγνύεται με την πλήρως αποτονωμένη στο στρόβιλο ροή πριν εισαχθεί στον εναλλάκτη θερμότητας. Στον εναλλάκτη, μεταφέρεται θερμότητα στο ρεύμα εισόδου του αναγεννητή ώστε να προθερμανθεί. Αφού περάσει από τον εναλλάκτη, το θερμό ρεύμα περνάει από τον εναλλάκτη για να αποβάλλει την υπόλοιπη θερμότητά του και να βγει σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Μία ποσότητα του συμπυκνωμένου ρεύματος διέρχεται από τη στραγγαλιστική βαλβίδα και συνεχίζει προς τον ατμοποιητή, ενώ η υπόλοιπη ποσότητα αυξάνει την πίεσή της σε αυτή του αναγεννητή περνώντας από την αντλία. Αυτό το υψηλής πίεσης ρεύμα προθερμαίνεται στον εναλλάκτη πριν εισέλθει στον αναγεννητή και εμφανίζεται ως υπέρθερμος ατμός στην έξοδό του.

Το σύστημα αυτό μελετήθηκε για λειτουργία σε τροπικές συνθήκες ενώ έγινε και βελτιστοποίησή του ως προς τη θερμική και την οικονομική απόδοση, με μεταβλητά την πίεση του αναγεννητή, την πίεση αποτόνωσης του στρόβιλου, την ποσότητα απομάστευσης από το στρόβιλο, τη θερμοκρασία ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Με την υπόθεση ότι και στις δύο περιπτώσεις το σύστημα παράγει 50 kW στο στρόβιλο και ότι η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία είναι 850 W/m^2 , πρόεκυψε: για τη λειτουργία σε τροπικές συνθήκες θερμική απόδοση ίση με 15.43%, εξεργειακή απόδοση 48.5%, ψυκτική ισχύς 9.35 kW και δείκτης συνολικού κόστους 3.918 \$/h, και για το βελτιστοποιημένο σύστημα θερμική απόδοση 19.36%, εξεργειακή απόδοση 58.82%, ψυκτική ισχύς 3.214 kW και δείκτης συνολικού κόστους 3.641 \$/h. Χρειάζεται να σημειωθεί ότι η θερμική και η εξεργειακή απόδοση ορίζονται σύμφωνα με την ωφέλιμη ενέργεια που παραλαμβάνει το ρευστό και όχι με τη συνολική ηλιακή ενέργεια που εισέρχεται στο σύστημα. Τα συμπεράσματα της μελέτης αυτής συνοψίζονται στα εξής:

2^ο Σύστημα

Οι Bellos et al [3.14] μελέτησαν ένα σύστημα τριπαραγωγής. Το εξεταζόμενο από αυτούς σύστημα χωρίζεται σε δύο κύρια υποσυστήματα, το ηλιακό πεδίο και το σύστημα τριπαραγωγής. Το σύστημα παρουσιάζεται σχηματικά στην Εικόνα 3.18.

Το ηλιακό πεδίο περιλαμβάνει παραβολικούς συλλέκτες επιφάνειας 100 m^2 συζευγμένο με αποθηκευτικό δοχείο 4 m^3 και εργαζόμενο μέσο Therminol VP1. Μέσα στο αποθηκευτικό δοχείο, υπάρχει θερμοκρασιακή διαστρωμάτωση με το ψυχρότερο έλαιο να βρίσκεται στο κάτω μέρος και το θερμότερο στο πάνω. Το ψυχρό έλαιο από το κάτω μέρος του δοχείου εισέρχεται στους ηλιακούς συλλέκτες και η θερμοκρασία του αυξάνει. Αυτό το θερμό πλέον ρεύμα εισέρχεται στο πάνω μέρος του δοχείου και αναμειγνύεται με το ρευστό εκεί. Από την άλλη πλευρά του δοχείου, ένα θερμό ρεύμα εισέρχεται στον αναγεννητή όπου η θερμοκρασία του μειώνεται. Μετά την έξοδο από τον αναγεννητή το θερμικό έλαιο εισέρχεται στο κάτω μέρος του αποθηκευτικού δοχείου και ο κύκλος του ελαίου κλείνει. Η ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει στους συλλέκτες λαμβάνεται ίση με 800 W/m^2 .

Το σύστημα τριπαραγωγής περιλαμβάνει έναν αναγεννητή όπου δίδεται η θερμότητα από το ηλιακό πεδίο, έναν στρόβιλο όπου παράγεται το ωφέλιμο έργο, έναν ατμοποιητή όπου παράγεται η ψύξη, ένα συμπυκνωτή όπου παράγεται η θέρμανση καθώς επίσης μία αντλία και έναν εγχυτήρα. Το εργαζόμενο μέσο μετά τον αναγεννητή είναι κορεσμένος ατμός και το ρεύμα αυτό αποτονώνεται στο στρόβιλο. Ο στρόβιλος είναι συζευγμένος με μία γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρισμού. Το ρευστό μετά το στρόβιλο είναι υπέρθερος ατμός χαμηλής πίεσης. Το ρεύμα αυτό εισέρχεται ως κύρια ροή στον εγχυτήρα και αναμειγνύεται με τη δευτερεύουσα ροή. Η δευτερεύουσα ροή έρχεται από τον ατμοποιητή και είναι κορεσμένος ατμός χαμηλής πίεσης. Το ρεύμα εξόδου από τον εγχυτήρα εισέρχεται στο συμπυκνωτή όπου παράγεται η θερμότητα. Η θερμοκρασία του συμπυκνωτή είναι 50°C . Μετά το συμπυκνωτή το ρεύμα βγαίνει κορεσμένο υγρό και χωρίζεται σε δύο επιμέρους ροές. Η πρώτη ροή συνεχίζει προς τον ατμοποιητή όπου παράγεται η ψύξη. Πριν τον ατμοποιητή, υπάρχει μία στραγγαλιστική βαλβίδα όπου η πίεση μειώνεται ισενθαλπικά. Η θερμοκρασία του ατμοποιητή είναι 10°C . Η άλλη ροή συνεχίζει στην αντλία όπου η πίεσή της αυξάνεται και παράγεται υπόψυκτο υγρό υψηλής πίεσης. Στη συνέχεια εισέρχεται στον αναγεννητή και απορροφά θερμότητα από το θερμικό έλαιο.

Στο σύστημα αυτό παράγεται ηλεκτρισμός, θέρμανση και ψύξη σε επίπεδα ιδανικά για εφαρμογή σε κτίρια. Η μελέτη του ασχολείται με τη βελτιστοποίηση της εξεργειακής, ενεργειακής απόδοσης και της χρηματοροής. Τα κριτήρια αυτά επιτυγχάνονται είτε το κάθε ένα ξεχωριστά, είτε σε συνδυασμό. Οι μεταβλητές βελτιστοποίησης είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης στον αναγεννητή, η υπερθέρμανση στον αναγεννητή, ο λόγος πίεσης στο στρόβιλο και η πτώση πίεσης στον εγχυτήρα. Τα συμπεράσματα της μελέτης είναι τα παρακάτω:

3^ο Σύστημα

Το σύστημα αυτό μελετήθηκε από τους Wang et al [3.16] και προορίζεται για την ταυτόχρονη παραγωγή ψύξης, θέρμανσης και μηχανικής ισχύος. Η ηλιακή ενέργεια κινεί το σύστημα το οποίο αποτελείται από έναν κύκλο Rankine και έναν κύκλο ψύξης με εγχυτήρα. Η Εικόνα 3.19 απεικονίζει το σύστημα. Το συνολικό σύστημα χωρίζεται σε δύο υποσυστήματα: το υποσύστημα ηλιακής συλλογής και το σύστημα τριπαραγωγής.

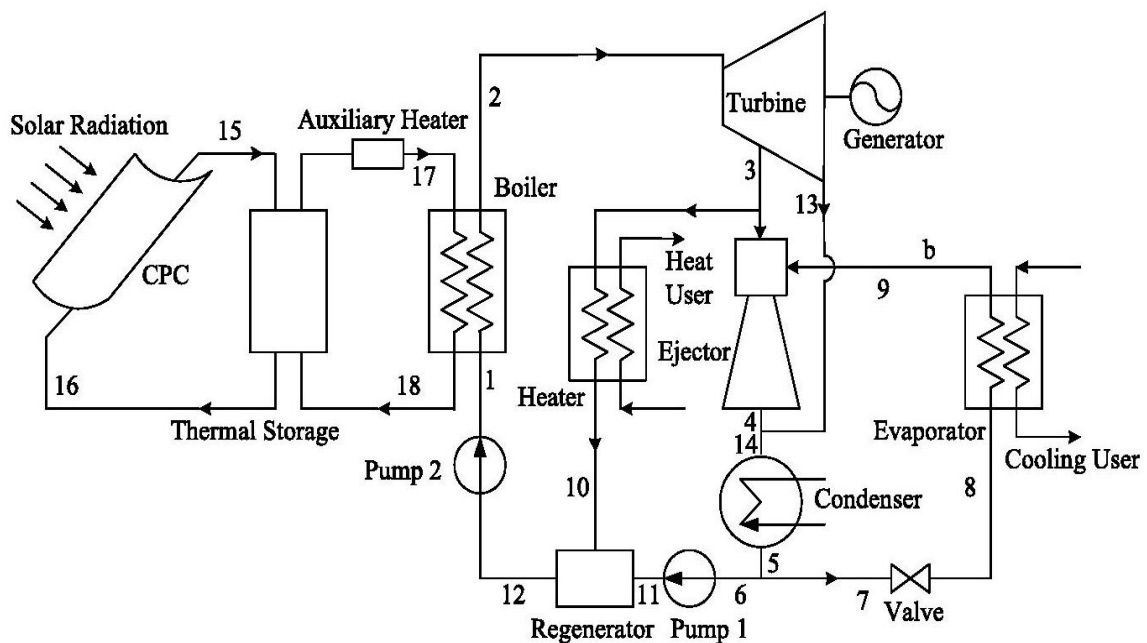
Το υποσύστημα ηλιακής συλλογής αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες, ένα δοχείο αποθήκευσης και έναν βοηθητικό θερμαντήρα. Οι ηλιακοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται ως κύρια πηγή πρόσδοσης θερμότητας στο σύστημα. Το δοχείο αποθήκευσης χρησιμοποιείται ως πηγή θερμότητας όταν δεν είναι επαρκής η ηλιακή ακτινοβολία. Ο βοηθητικός θερμαντήρας είναι εγκατεστημένος ως εφεδρική πηγή θερμότητας που αυξάνει τη θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης στην επιθυμητή θερμοκρασία όταν δεν είναι σε αυτό το επίπεδο. Για τη συλλογή της ηλιακής ακτινοβολίας χρησιμοποιείται σύνθετος παραβολοειδής συλλέκτης (CPC) επειδή πετυχαίνει υψηλό λόγο συγκέντρωσης και απαιτεί μόνο διακεκομμένο σύστημα προσανατολισμού. Επιπλέον, ο CPC μπορεί να πετύχει υψηλότερη θερμοκρασία από τον επίπεδο συλλέκτη, που χρειάζεται για την παραγωγή ενέργειας.

Το υποσύστημα τριπαραγωγής απαρτίζεται από μερικά σημαντικά εξαρτήματα όπως: λέβητα, στρόβιλο, ατμοποιητή, θερμαντήρα, αναγεννητή, συμπυκνωτή, εγχυτήρα, αντλίες και στραγγαλιστική βαλβίδα. Ο λέβητας είναι μια συσκευή στην οποία δημιουργείται ατμός υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας από το σύστημα θερμικής αποθήκευσης. Ο ατμός αυτός αποτονώνεται στο στρόβιλο και παράγει ενέργεια. Από το στρόβιλο απομαστεύεται ατμός ο οποίος χωρίζεται σε δύο ρεύματα. Το ένα ρεύμα εισέρχεται στο θερμαντήρα για να προσδώσει θερμότητα στον χρήστη. Το άλλο ρεύμα εισέρχεται στο υπερηχητικό ακροφύσιο του εγχυτήρα ως κύρια ροή. Η πολύ υψηλή ταχύτητα του ατμού στην έξοδο του ακροφυσίου παράγει υψηλό κενό στην είσοδο του τμήματος ανάμειξης και έτσι συμπαρασύρει τον δευτερεύοντα ατμό που έρχεται από τον ατμοποιητή. Τα δύο ρεύματα αναμειγνύονται στο τμήμα ανάμειξης. Μετά η αναμειγμένη ροή γίνεται ένα προσωρινά υπερηχητικό ρεύμα. Μπαίνοντας στο τμήμα σταθερής διατομής, εμφανίζεται κύμα κρούσης, συνοδευόμενο από σημαντική αύξηση της πίεσης. Στη συνέχεια, η ροή γίνεται υποηχητική και επιβραδύνεται στο διαχύτη. Τα ρεύματα εξόδου από τον εγχυτήρα και το στρόβιλο αναμειγνύονται και εισέρχονται στο συμπυκνωτή όπου συμπυκνώνονται αποβάλλοντας θερμότητα στο περιβάλλον. Ένα μέρος του εργαζομένου μέσου μετά το συμπυκνωτή εισέρχεται στον ατμοποιητή αφού περάσει από τη στραγγαλιστική βαλβίδα, και το άλλο κομμάτι κατευθύνεται προς τον αναγεννητή αφού περάσει από μία αντλία. Το ρεύμα με τη σχετικά υψηλή θερμοκρασία που φεύγει από το θερμαντήρα θερμαίνει το ρεύμα που έρχεται από την αντλία μέσα στον αναγεννητή όπου και αναμειγνύονται. Η πίεση του υγρού που φεύγει από τον αναγεννητή αυξάνει σε αυτή του λέβητα από άλλη αντλία, και εισέρχεται στο λέβητα για να ατμοποιηθεί

ξανά. Το εργαζόμενο μέσο που εισέρχεται στον ατμοποιητή είναι σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία. Εκεί απορροφά θερμότητα και παράγει την ψυκτική ισχύ.

Στη μελέτη αυτή εξετάζεται η επίδραση της ωριαίας γωνίας και της κλίσης της επιφάνειας του ανοίγματος του κατόπτρου. Η θερμοκρασία ψύξης και θέρμανσης είναι 70°C και -5°C, αντίστοιχα. Η μελέτη αφορά την περιοχή του Xi'an στις 12 Ιουνίου και έδωσε τα εξής αποτελέσματα:

- Η βέλτιστη κλίση της επιφάνειας του ανοίγματος του κατόπτρου για τις 10 π.μ είναι 60° και δίνει ισχύ στο στρόβιλο, ψύξη, θέρμανση, θερμική απόδοση και εξεργειακή απόδοση ίση με 12.730 kW, 3.69 kW, 1.281 kW, 15.63% και 39.78%, αντίστοιχα.
- Για κλίση 45° της επιφάνειας η βέλτιστη απόδοση επιτυγχάνεται κατά το ηλιακό μεσημέρι.
- Η βέλτιστη ωριαία γωνία (ηλιακό μεσημέρι) και κλίση επιφάνειας (60°) δίνουν μέγιστη εξεργειακή απόδοση ίση με 60.33% και ισχύ στο στρόβιλο, ψύξη, θέρμανση ίση με 18.136 kW, 4.437 kW, 77.510 kW, αντίστοιχα. Οι μεταβλητές βελτιστοποίησης είναι η θερμοκρασία και η πίεση εισόδου στο στρόβιλο, η πίεση και η ποσότητα απομάστευσης, και ποσότητα της μάζας που διαχωρίζεται.



Εικόνα 3.19 Σύστημα τριπαραγωγής με εγχυτήρα και ενδιάμεση απομάστευση από το στρόβιλο [3.16]

4^ο Σύστημα

Το σύστημα που μελέτησαν οι Bellos et al [3.17] παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.20. Αποτελείται από ένα σύστημα ψύξης εγχυτήρα-ψυκτική απορρόφησης που κινείται από επιμήκης παραβολικούς συλλέκτες. Το εργαζόμενο μέσο στους συλλέκτες είναι το Therminol VP-1 που μπορεί να φθάσει τους 400°C. Το δοχείο αποθήκευσης είναι ένα

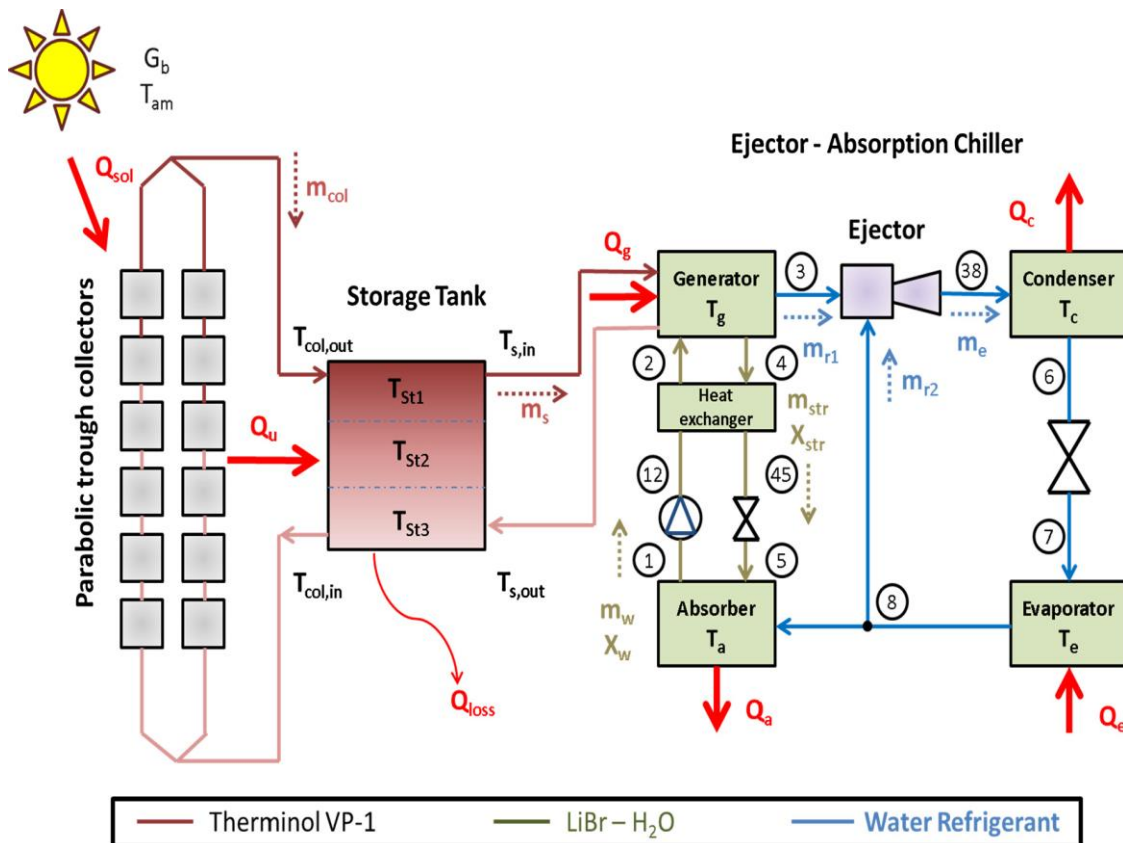
μονωμένο δοχείο. Στο κύκλωμα του θερμικού ελαίου, κρύο έλαιο από τον πυθμένα του δοχείου εισέρχεται στο ηλιακό πεδίο όπου η θερμοκρασία του αυξάνει. Το θερμό έλαιο πηγαίνει στην κορυφή του δοχείου. Μέσα στο δοχείο, υπάρχει διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας με το θερμότερο έλαιο να βρίσκεται στο πάνω μέρος και το ψυχρότερο στο κάτω μέρος. Από την άλλη πλευρά του δοχείου, θερμό έλαιο φεύγει από το δοχείο και πηγαίνει στη γεννήτρια ώστε να αποδώσει θερμότητα στον ψύκτη. Αυτό το ρεύμα φεύγει από τη γεννήτρια με χαμηλότερη θερμοκρασία και επιστρέφει στο κάτω μέρος του δοχείου αποθήκευσης. Κατά την αποθήκευση υπάρχουν απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον.

Στη γεννήτρια του ψύκτη, υπάρχει εναλλάκτης όπου μεταφέρεται θερμότητα στο από την πηγή θερμότητας στο διάλυμα $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Αυτή η θερμότητα ατμοποιεί τον υπέρθερμο ατμό υψηλής πίεσης (3) που εισέρχεται στον εγχυτήρα ως κύρια ροή. Η δευτερεύουσα ροή έρχεται από τον ατμοποιητή (8) και είναι κορεσμένος ατμός χαμηλής πίεσης. Η έξοδος του εγχυτήρα (38) εισέρχεται στο συμπυκνωτή. Μέσα στο συμπυκνωτή, απελευθερώνεται θερμότητα στο περιβάλλον και στην έξοδο βγαίνει κορεσμένο υγρό (6). Το υγρό περνά μέσα από τη στραγγαλιστική βαλβίδα, η οποία υποτίθεται ότι είναι αδιαβατική, και γίνεται μείγμα υγρού/ατμού χαμηλής πίεσης. Στον ατμοποιητή, παράγεται το ψυκτικό φορτίο και η έξοδος του (8) χωρίζεται σε δύο ρεύματα. Το πρώτο πηγαίνει στον απορροφητή, ενώ το άλλο πάει στο εγχυτήρα. Στον απορροφητή, απορρίπτεται θερμότητα στο περιβάλλον και εισερχόμενος ατμός (8) απορροφάται από το αλάτι LiBr . Το αποτέλεσμα είναι η δημιουργία ενός ασθενούς διαλύματος (1) το οποίο περνάει από την αντλία του διαλύματος, όπου η πίεσή του φθάνει την υψηλή πίεση της γεννήτριας με μικρή κατανάλωση έργου. Στη συνέχεια εισέρχεται στον εναλλάκτη του διαλύματος όπου απορροφά σημαντικό ποσό θερμότητας και η θερμοκρασία του αυξάνει (2). Αυτό το ρεύμα καταλήγει στη γεννήτρια όπου αναμειγνύεται με το υπάρχων διάλυμα. Το ισχυρό διάλυμα που φεύγει από τη γεννήτρια (4) πηγαίνει στον εναλλάκτη του διαλύματος όπου αποδίδει θερμότητα στο ασθενές ρεύμα. Στην έξοδο του εναλλάκτη έχει μικρότερη θερμοκρασία (45), και από εκεί περνά από τη στραγγαλιστική βαλβίδα που μειώνει την πίεσή του (5), για να καταλήξει στον απορροφητή και να αναμειχθεί με τον εισερχόμενο ατμό.

Η μελέτη του συστήματος αυτού γίνεται για προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία $1000 \text{ W}/\text{m}^2$ και παραγόμενη ψυκτική ισχύ 100 kW . Αντικείμενό της είναι σύγκριση του βελτιστοποιημένου εξεταζόμενου συστήματος με το βελτιστοποιημένο συμβατικό ψύκτη απορρόφησης. Το μέγεθος που βελτιστοποιείται είναι το COP. Οι μεταβλητές βελτιστοποίησης για το εξεταζόμενο σύστημα είναι η θερμοκρασία της γεννήτριας, η πίεση της γεννήτριας και η πτώση πίεσης στον εγχυτήρα, ενώ για το συμβατικό ψύκτη απορρόφησης είναι μόνο η θερμοκρασία της γεννήτριας. Τα συμπεράσματα της μελέτης είναι τα παρακάτω:

- Το εξεταζόμενο σύστημα λειτουργεί σε υψηλότερες θερμοκρασίες γεννήτριας σε σύγκριση με το συμβατικό σύστημα απορρόφησης.

- Σύμφωνα με τα αποτελέσματα, η μεγιστοποίηση του COP οδηγεί σε μεγιστοποίηση την εξεργειακή απόδοση και σε ελαχιστοποίηση την απαιτούμενη συλλεκτική επιφάνεια.
- Το εξεταζόμενο σύστημα παρουσιάζει καλύτερη απόδοση από το συμβατικό, με εξαίρεση την περίπτωση που η θερμοκρασία του ατμοποιητή είναι 5°C και του συμπυκνωτή 30°C, στην οποία το συμβατικό σύστημα υπερισχύει.
- Η βελτίωση της απόδοσης είναι πιο έντονη για υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποίησης και χαμηλότερες θερμοκρασίες συμπύκνωσης. Η βελτίωση μπορεί να φθάσει μέχρι 60.87% για θερμοκρασία ατμοποιητή ίση με 12.5°C και συμπυκνωτή ίση με 30°C. Για αυτή την περίπτωση το COP και η εξεργειακή απόδοση παίρνουν τιμή 1.013 και 0.0476, αντίστοιχα.
- Η συλλεκτική επιφάνεια ανά μονάδα ψυκτικής ισχύος είναι 1.563 m²/kW για το εξεταζόμενο σύστημα και 1.839 m²/kW για το συμβατικό.



Εικόνα 3.20 Σύστημα παραγωγής ψύξης με συνδυασμό ψύκτη απορρόφησης και εγχυτήρα [3.17]

5^ο Σύστημα

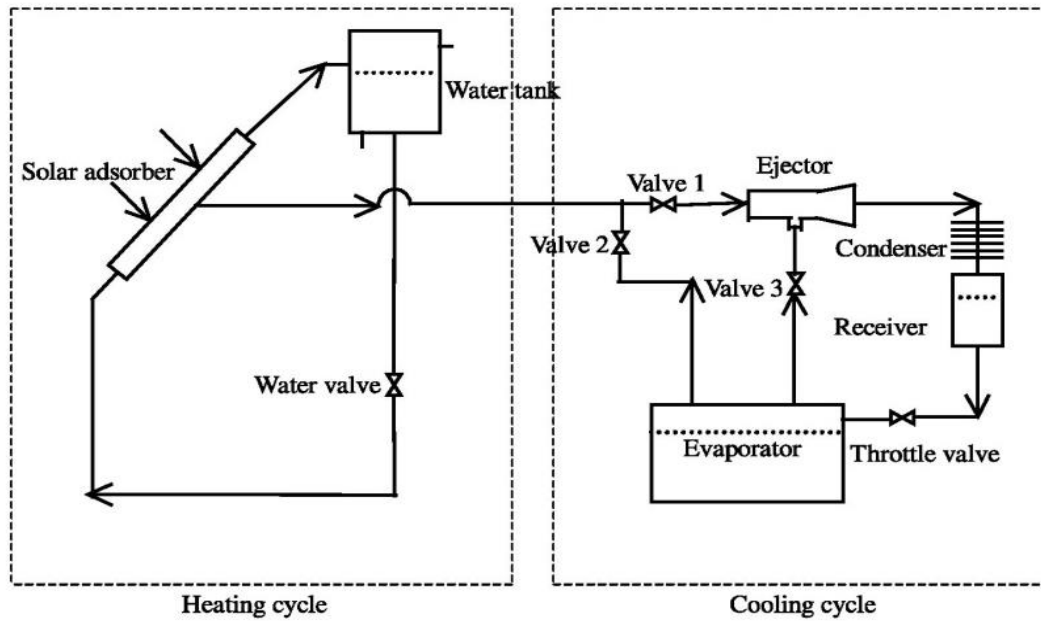
Οι Zhang et al [3.18] ασχολήθηκαν με ένα συνδυασμένο σύστημα απορρόφησης και εγχυτήρα για την παραγωγή ψύξης και θέρμανσης. Το σύστημα αυτό αποτελείται από δύο μέρη: το σύστημα θέρμανσης και το σύστημα ψύξης όπως φαίνονται στην Εικόνα 3.21, και χρησιμοποιεί το εργαζόμενο ζεύγος του ζεόλιθου με το νερό. Κατά τη διάρκεια της ημέρας με τη βοήθεια του κατόπτρου ο απορροφητήρας του συστήματος θέρμανσης απορροφά ηλιακή ενέργεια και το νερό προσροφάται από το ζεόλιθο.

Όταν η θερμοκρασία και η πίεση του προσροφητή φθάσουν ορισμένες τιμές, συνδέεται ο προσροφητής στον εγχυτήρα, και αποσυνδέεται από τον ατμοποιητή με τις βαλβίδες 1 και 2, για να ξεκινήσει ο κύκλος ψύξης του εγχυτήρα. Ατμός νερού υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης από το ζεόλιθο εισέρχεται στον εγχυτήρα, και επιταχύνεται σε ένα συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο. Στην έξοδο του ακροφυσίου, η κύρια ροή φθάνει σε υπερηχητική ταχύτητα και χαμηλότερη πίεση, και παρασύρει τον ατμό του νερού από τον ατμοποιητή στο τμήμα αναρρόφησης αφού είναι ανοιχτή η βαλβίδα 3. Εκεί ξεκινά η ανάμειξη των δύο ρευμάτων με ομοιόμορφη πίεση, μέχρι την είσοδο του τμήματος σταθερής διατομής. Στη συνέχεια το μείγμα αυξάνει την πίεσή του και εισέρχεται στο συμπυκνωτή, μέσα στον οποίο ψύχεται μέχρι την κατάσταση του κορεσμένου υγρού, μετά εισέρχεται στο δέκτη (receiver), και τελικά επιστρέφει στον ατμοποιητή μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας.

Το απόγευμα, όταν η θερμοκρασία του στον προσροφητή φθάνει τη μέγιστη τιμή, οι βαλβίδες αλλάζουν έτσι ώστε ο προσροφητής να αποσυνδεθεί από τον εγχυτήρα, και να συνδεθεί με τον ατμοποιητή. Ανοίγοντας τη βαλβίδα του νερού, το ψυχρό νερό από το δοχείο θα εισέλθει στον προσροφητή για να θερμανθεί, και με την αύξηση της θερμοκρασίας του, το νερό θα κυκλοφορήσει μεταξύ του προσροφητή και του δοχείου λόγω φυσικής ροής. Το θερμό νερό μπορεί να χρησιμοποιηθεί το βράδυ. Λόγω της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του νερού και του προσροφητή, όταν η πίεση και η θερμοκρασία μειωθούν σε κάποιες συγκεκριμένες τιμές, ξεκινά η παραγωγή ψύξης με τον προσροφητή. Το νερό ατμοποιείται από τον ατμοποιητή και προσροφάται από το ζεόλιθο. Επομένως, το σύστημα ψύχει συνεχόμενα. Στο σύστημα αυτό, οι συλλέκτες που χρησιμοποιούνται είναι σύνθετοι παραβολικοί (CPC).

Τα αποτελέσματα της μελέτης του συστήματος, αν υποθεθεί ότι η θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας για θέρμανση είναι 45°C, η θερμοκρασία του ατμοποιητή είναι 5°C και ότι η θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι 30°C, συνοψίζονται στα εξής:

- Το σύστημα μπορεί να θερμάνει 290 kg θερμού νερού στους 45°C με ένα COP_{heating} ίσο με 0.55, να ψύξει με ένα COP ίσο με 0.1 κατά τη διάρκεια της ημέρας και με ένα COP ίσο με 0.23 κατά τη διάρκεια της νύχτας.
- Το σύστημα μπορεί να αυξήσει το συνολικό COP και να παραγάγει ψύξη κατά τη διάρκεια της ημέρας που δεν θα γινόταν διαφορετικά. Συγκεκριμένα παραγάγει ψυκτική ικανότητα 0.15 MJ ανά κιλό ζεόλιθου κατά τη διάρκεια της ημέρας, 0.34 MJ ανά κιλό ζεόλιθου κατά τη διάρκεια της νύχτας και 0.49 MJ συνολικά σε μία μέρα.
- Η εισαγωγή του εγχυτήρα στο σύστημα επηρεάζει τη θερμοδυναμική του απόδοσης, γιατί περιορίζει την προσρόφηση. Βελτίωση του COP του συστήματος χρειάζεται αύξηση του λόγου της μάζας του παρασυρόμενου ρεύματος προς τη μάζα της κύριας ροής του εγχυτήρα.



Εικόνα 3.21 Σύστημα ψύξης με συνδυασμό προσρόφησης και εγχυτήρα [3.18]

6^ο Σύστημα

Η Εικόνα 3.22 απεικονίζει σχηματικά το σύστημα που διερεύνησαν οι Wang et al [3.19]. Αυτό το σύστημα κινείται από την ηλιακή ενέργεια και διαιρείται σε δύο υποσυστήματα: το υποσύστημα ηλιακής συλλογής και το σύστημα τριπαραγωγής.

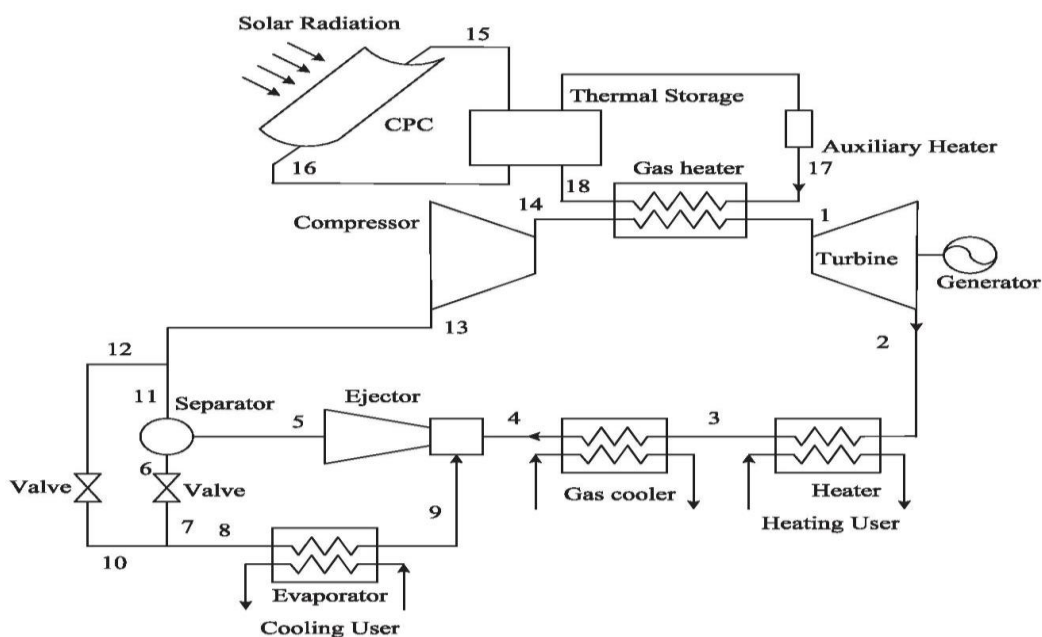
Το υποσύστημα ηλιακής συλλογής αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες, ένα δοχείο αποθήκευσης και έναν βοηθητικό θερμαντήρα. Οι ηλιακοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται ως κύρια πηγή πρόσδοσης θερμότητας στο σύστημα. Το δοχείο αποθήκευσης χρησιμοποιείται ως πηγή θερμότητας όταν δεν είναι επαρκής η ηλιακή ακτινοβολία. Ο βοηθητικός θερμαντήρας είναι εγκατεστημένος ως εφεδρική πηγή θερμότητας που αυξάνει τη θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης στην επιθυμητή θερμοκρασία όταν δεν είναι σε αυτό το επίπεδο. Για τη συλλογή της ηλιακής ακτινοβολίας χρησιμοποιείται σύνθετος παραβολοειδής συλλέκτης (CPC) επειδή πετυχαίνει υψηλό λόγο συγκέντρωσης και απαιτεί μόνο διακεκομμένο σύστημα προσανατολισμού. Επιπλέον, ο CPC μπορεί να πετύχει υψηλότερη θερμοκρασία από τον επίπεδο συλλέκτη που χρειάζεται για την παραγωγή ενέργειας.

Το σύστημα τριπαραγωγής αποτελείται από ένα συμπιεστή, ένα θερμαντήρα αερίου, ένα στρόβιλο, ένα θερμαντήρα, ένα ψύκτη αερίου, έναν εγχυτήρα, ένα διαχωριστή, έναν ατμοποιητή και στραγγαλιστικές βαλβίδες. Υποκρίσιμο CO₂ αναρροφάται από το συμπιεστή και συμπιέζεται σε υπερκρίσιμη κατάσταση. Το υπερκρίσιμο CO₂ εισέρχεται στο θερμαντήρα αερίου όπου η θερμοκρασία του αυξάνεται απορροφώντας θερμότητα από το θερμό ρευστό το οποίο μπορεί να είναι νερό ή θερμικό έλαιο και είναι το μέσο θερμικής αποθήκευσης στο δοχείο αποθήκευσης. Το υψηλής θερμοκρασίας υπερκρίσιμο CO₂ εισέρχεται στο στρόβιλο, όπου αποτονώνεται σε χαμηλή υπερκρίσιμη πίεση ώστε να παραχθεί ισχύς. Μετά την έξοδο από το στρόβιλο το CO₂ εισέρχεται στο θερμαντήρα για να προσδώσει την

απαιτούμενη θερμότητα στο χρήστη, και στη συνέχεια απορρίπτει θερμότητα στον ψύκτη αερίου. Η ροή που έρχεται από τον ψύκτη αερίου χρησιμοποιείται ως η κύρια ροή στον εγχυτήρα για να παρασυρθεί ο ατμός της δευτερεύουσας ροής που έρχεται από τον ατμοποιητή. Το ρεύμα του CO₂ φεύγοντας από τον εγχυτήρα χωρίζεται από το διαχωριστή σε ρεύματα κορεσμένου υγρού και κορεσμένου ατμού. Το κορεσμένο υγρό εισέρχεται στον ατμοποιητή μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας, και ένα μέρος του κορεσμένου ατμού, επίσης, ανατροφοδοτείται στον εγχυτήρα μέσω στραγγαλιστικής βαλβίδας. Το CO₂ ατμοποιείται στον ατμοποιητή απορροφώντας θερμότητα ώστε να παράγει ψύξη.

Το σύστημα μελετήθηκε για θερμοκρασία ψύξης και θέρμανσης ίση με 5°C και 70°C, αντίστοιχα. Για πίεση στην έξοδο του εγχυτήρα και του στροβίλου ίση με 5.47 MPa και 7.6 MPa, αντίστοιχα, προέκυψε ισχύς στροβίλου 25.182 kW, ισχύς συμπίεστη 25.073 kW, ψυκτική ισχύς 7.966 kW, ισχύς για θέρμανση 63.545 kW, θερμική απόδοση 53.0%, εξεργειακή απόδοση 28.8%. Σημειώνεται ότι η ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση προκύπτει με χρήση της ωφέλιμης ενέργειας και εξέργειας και όχι της συνολικής που προσδίδει ο ήλιος. Τα κύρια συμπεράσματα για το σύστημα είναι τα παρακάτω:

- Καθώς αυξάνει η πίεση εισόδου του στροβίλου και η θερμοκρασία εισόδου στον εγχυτήρα, η θερμική και η εξεργειακή απόδοση του συστήματος μειώνεται.
- Καθώς αυξάνει η πίεση εισόδου και εξόδου του στροβίλου, η θερμική και η εξεργειακή απόδοση του συστήματος αυξάνεται.
- Καθώς η πίεση εξόδου του εγχυτήρα αυξάνει, η θερμική απόδοση του συστήματος μειώνεται, αλλά η εξεργειακή απόδοση αυξάνεται.
- Η μεταβολή της θερμοκρασίας ατμοποίησης έχει μικρή επίδραση στη θερμική και εξεργειακή απόδοση του συστήματος.



Εικόνα 3.22 Σύστημα τριπαραγωγής με υπερκρίσιμο CO₂ [3.19]

7^ο Σύστημα

Οι Xu et al [3.20] πρότειναν ένα υβριδικό σύστημα ψύξης με τη χρήση εγχυτήρα-συμπιεστή που παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.23. Στην ίδια εικόνα παρουσιάζεται και ένα συμβατικό σύστημα εγχυτήρα-συμπιεστή.

Σε ένα συμβατικό κύκλο ψύξης με εγχυτήρα-συμπιεστή, το ψυκτικό, που προωθείται από το συμπιεστή, υποχρεούται να συμπιεσθεί στην πίεση του συμπυκνωτή από τον εγχυτήρα. Η κύρια και η δευτερεύουσα ροή στο εγχυτήρα έχουν την ίδια παροχή μάζας. Εφόσον η ενδιάμεση πίεση ελέγχεται να είναι σε λογικές τιμές, ο λόγος ανάμειξης (δηλαδή ο λόγος παροχής μάζας δευτερεύουσας ροής προς αυτήν της κύριας ροής) δεν θα αυξηθεί πάρα πολύ. Έτσι, παρόλο τον μικρότερο λόγο πίεσης του εγχυτήρα, η παραγωγή θερμότητας για το εγχυτήρα είναι αξιόλογη.

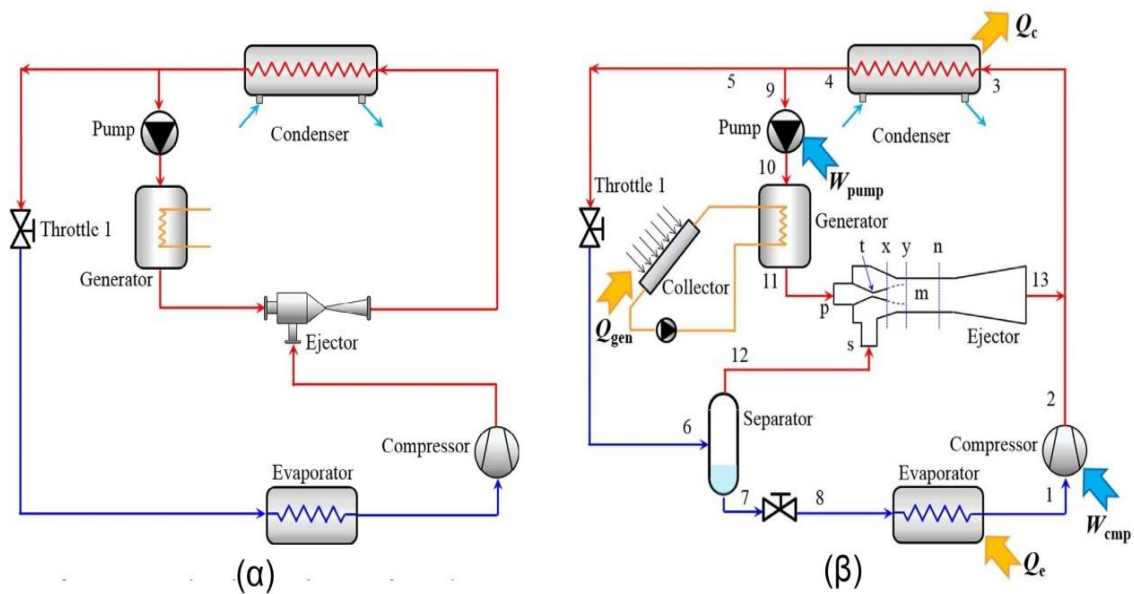
Στον καινοτόμο κύκλο εγχυτήρα-συμπιεστή, ένας διαχωριστής ατμού-υγρού χρησιμοποιείται για να κατανέμει το ψυκτικό. Δέχεται το ψυκτικό από το συμπυκνωτή, ο οποίος στραγγαλίζεται στην ενδιάμεση πίεση και γίνεται διφασικό ρευστό. Ο κορεσμένος ατμός εξέρχεται από την κορυφή του διαχωριστή ατμού-υγρού και εισέρχεται στον εγχυτήρα. Η παροχή μάζας του κορεσμένου ατμού είναι αρκετά μικρότερη από αυτή του σημείου 5, που ισοδυναμεί με την επαγόμενη ροή από το εγχυτήρα στο συμβατικό κύκλο εγχυτήρα-συμπιεστή. Επομένως, το καινοτόμο σύστημα καταναλώνει πολύ λιγότερη θερμότητα και άρα απαιτεί μικρότερη επιφάνεια συλλεκτών, εφόσον ο λόγος πίεσης και ο λόγος ανάμειξης μείνει αμετάβλητος σε σχέση με το συμβατικό σύστημα εγχυτήρα-συμπιεστή. Το ψυκτικό που ρέει μέσα από το συμπιεστή, που είναι κορεσμένο υγρό από τον πυθμένα του διαχωριστή ατμού-υγρού που έχει ατμοποιηθεί στον ατμοποιητή, έχει μικρότερο ρυθμό ροής από εκείνον του συμπιεστή του συμβατικού κύκλου εγχυτήρα-συμπιεστή. Συνεπώς, η καταναλισκόμενη στο συμπιεστή ισχύς είναι μικρότερη στον καινοτόμο κύκλο. Ωστόσο, η ψυκτική ικανότητα παραμένει σχεδόν η ίδια λόγω της χαμηλότερης ποιότητας του ψυκτικού στην είσοδο του ατμοποιητή, παρόλο που υπάρχει μείωση στην παροχή μάζας. Επιπλέον, αξίζει να σημειωθεί ότι τα εξαρτήματα του νέου συστήματος είναι πολύ μικρότερα από εκείνα του συμβατικού λόγω της μικρότερης παροχής μάζας του ψυκτικού.

Η μελέτη που έγινε από τους Xu et al έδειξε πιο είναι το καλύτερο εργαζόμενο μέσο για το προτεινόμενο από αυτούς σύστημα καθώς και τη βελτίωση που παρουσιάζει σε σχέση με το συμβατικό σύστημα εγχυτήρα-συμπιεστή. Το καλύτερο εργαζόμενο μέσο προέκυψε ότι είναι το R152a λαμβάνοντας υπόψη την απόδοση του συστήματος αλλά και τους περιβαλλοντικούς παράγοντες. Κάνοντας χρήση αυτού του εργαζόμενου μέσου και για θερμοκρασία ατμοποίησης -10°C , συμπύκνωσης 35°C , και παραγωγή ψύξης 100 kW προέκυψαν τα εξής αποτελέσματα:

- Σε χαμηλές τιμές προσδιδόμενης ενέργειας (μικρότερη από 195 kW) το COP_{el} είναι μεγαλύτερο από το αντίστοιχο του συμβατικού συστήματος εγχυτήρα-συμπιεστή, με μέγιστη τιμή 3.76 και αντίστοιχη αύξηση 22.8%. Μεγαλύτερο είναι

και το COP_{th} με μέγιστη τιμή 2.92 η οποία είναι τέσσερις φορές μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του συμβατικού κύκλου.

- Λόγω της βελτιωμένης απόδοσης του καινοτόμου συστήματος χρειάζεται το 34.1% της συλλεκτικής επιφάνειας του συμβατικού συστήματος.
- Με την πρόσδοση μεγάλων ποσοτήτων θερμότητας το COP_{el} του συμβατικού συστήματος υπερβαίνει αυτό του καινοτόμου, όμως τόσο μεγάλες ποσότητες θερμότητας δεν είναι πρακτικά εύκολο να προσδοθούν γιατί απαιτείται τεράστια περιοχή για την εγκατάσταση και μεγάλο κεφάλαιο επένδυσης.
- Εξεργειακή ανάλυση δίνει για το συμβατικό κύκλο εξεργειακή απόδοση 9.7% και για τον καινοτόμο 22.9%.



Εικόνα 3.23 Σύστημα ψύξης με εγχυτήρα και συμπιεστή [3.20]

8^ο Σύστημα

Οι Bellos et al μελέτησαν το σύστημα που παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.24. Το σύστημα χωρίζεται στο ηλιακό πεδίο, το δοχείο αποθήκευσης και τον ψύκτη.

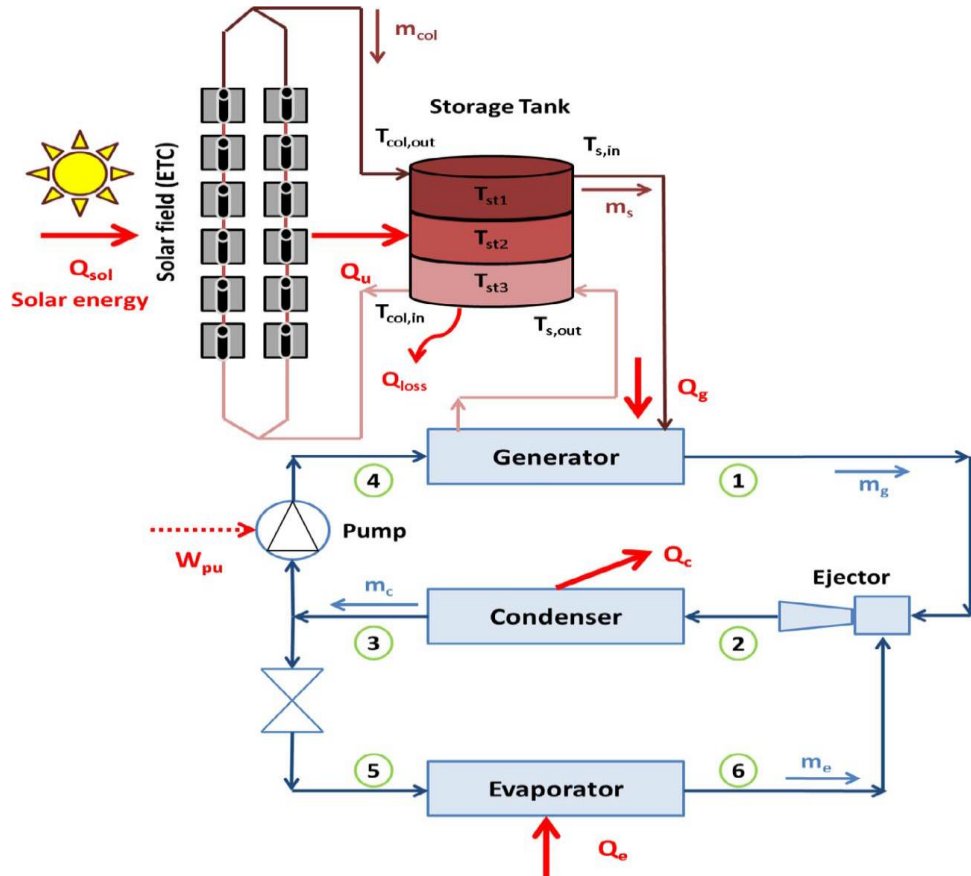
Χρησιμοποιούνται συλλέκτες κενού σε επιφάνεια 100 m^2 , ενώ το δοχείο είναι 4 m^3 . Οι συλλέκτες αυτοί, συνήθως, φθάνουν τους 150°C και έτσι χρησιμοποιείται το θερμικό έλαιο Therminol-VP1 που φθάνει με ασφάλεια τους 400°C για το κύκλωμα των ηλιακών συλλεκτών. Μέσα στο δοχείο αποθήκευσης, το θερμικό έλαιο αποθηκεύει θερμότητα. Στο κάτω μέρος του δοχείου, υπάρχει το σχετικά ψυχρότερο έλαιο το οποίο εισέρχεται στο ηλιακό πεδίο. Αυτή η ποσότητα προσλαμβάνει θερμότητα από την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία του αυξάνει, οπότε στη συνέχεια εισέρχεται στο πάνω μέρος του αποθηκευτικού δοχείου. Από την άλλη πλευρά του δοχείου, θερμό θερμικό έλαιο φεύγει από το δοχείο και εισέρχεται στον αναγεννητή όπου δίνει θερμότητα στο ψυκτικό μέσο και η θερμοκρασία του μειώνεται. Αυτό το ψυχρό σχετικά ρεύμα επιστρέφει στο κάτω μέρος του αποθηκευτικού δοχείου και κλείνει ο κύκλος του θερμικού ελαίου.

Ο ψυκτής περιλαμβάνει ένα συμπυκνωτή, έναν εγχυτήρα, έναν αναγεννητή, έναν ατμοποιητή και μία αντλία. Το ψυκτικό μέσο απορροφά θερμότητα από το θερμό θερμικό έλαιο στον αναγεννητή και φεύγει από αυτόν σε κατάσταση κορεσμένου ατμού. Αυτό το ρεύμα εισέρχεται στο εγχυτήρα ως η κύρια ροή. Η δευτερεύουσα ροή έρχεται από την έξοδο του ατμοποιητή και είναι επίσης κορεσμένος ατμός. Η κύρια ροή βρίσκεται σε υψηλή πίεση, η δευτερεύουσα ροή σε χαμηλή πίεση, ενώ η έξοδος του εγχυτήρα σε ενδιάμεση πίεση. Στον εγχυτήρα οι δύο ροές αναμειγνύονται και το μείγμα που προκύπτει, μετά την έξοδο από το εγχυτήρα εισέρχεται στο συμπυκνωτή όπου απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον. Στην έξοδο του συμπυκνωτή υπάρχει κορεσμένο υγρό το οποίο χωρίζεται σε δύο ρεύματα. Το πρώτο πηγαίνει στην αντλία όπου η πίεσή του αυξάνει. Μετά την αντλία, το συμπιεσμένο ρευστό εισέρχεται στον αναγεννητή για να θερμανθεί από την πηγή θερμότητας. Η άλλη ροή πηγαίνει στη στραγγαλιστική βαλβίδα όπου η πίεσή της μειώνεται. Στη συνέχεια, το ρευστό εισέρχεται στον ατμοποιητή και απορροφά θερμότητα. Η θερμότητα αυτή είναι το ψυκτικό φορτίο που παραλαμβάνει το σύστημα.

Η μελέτη αυτή επικεντρώθηκε στη διερεύνηση της απόδοσης του συστήματος σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Εξετάστηκαν θερμοκρασίες ατμοποιητή από -10°C έως 10°C και θερμοκρασίες συμπυκνωτή από 30°C έως 50°C . Επίσης, εξετάστηκαν 5 ψυκτικά μέσα (R141b, R123, R245fa, R600a, R134a), ενώ δόθηκε έμφαση στο πιο αποδοτικό το οποίο είναι το R141b. Μελετήθηκε, ακόμη, η επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας. Η βελτιστοποίηση, σε όλες τις περιπτώσεις, έγινε με βάση τη μεγιστοποίηση του COP με μεταβλητές τη θερμοκρασία του αναγεννητή και την πτώση πίεσης στον εγχυτήρα. Τα συμπεράσματα της μελέτης είναι τα παρακάτω:

- Η βέλτιστη θερμοκρασία του αναγεννητή είναι μεγαλύτερη για χαμηλότερες θερμοκρασίες του ατμοποιητή και μεγαλύτερες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή. Από την άλλη πλευρά, η βέλτιστη πτώση πίεσης είναι μεγαλύτερη για μεγαλύτερες θερμοκρασίες του ατμοποιητή και χαμηλότερες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή.
- Το COP του συστήματος μεγιστοποιείται για θερμοκρασία ατμοποιητή ίση με 10°C και για θερμοκρασία συμπυκνωτή 50°C , και είναι ίσο με 0.2339 για το R141b και ηλιακή ακτινοβολία 1000 W/m^2 . Η εξεργειακή απόδοση σε αυτές τις συνθήκες είναι 0.0133, ενώ η βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή είναι 144°C και η βέλτιστη πτώση πίεσης 5.64 kPa. Γενικά, το σύστημα παρουσιάζει βέλτιστη εξεργειακή απόδοση για θερμοκρασίες ατμοποίησης μεταξύ 5°C και 10°C .
- Υψηλότερες τιμές ηλιακής ακτινοβολίας οδηγούν σε υψηλότερο COP και εξεργειακή απόδοση. Η αύξηση στην ψυκτική ικανότητα είναι πολύ έντονη. Επιπλέον, οι βέλτιστες τιμές των παραμέτρων βελτιστοποίησης είναι διαφορετικές για διαφορετικά επίπεδα της ηλιακής ακτινοβολίας.
- Η διερεύνηση διάφορων ψυκτικών μέσων έδειξε ότι το R141b είναι η καλύτερη επιλογή, με τα R123, R145fa, R600a και R134a να ακολουθούν. Η χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία του R600a και ειδικά του R134a ευθύνεται κυρίως για τη χαμηλότερη απόδοσή τους.

- Στο σύστημα αυτό χρειάζεται να χρησιμοποιηθούν υψηλής ποιότητας συλλέκτες και προτείνεται για εφαρμογές ψύξης με υψηλή θερμοκρασία ατμοποιητή. Επιπλέον, για την επίτευξη υψηλής απόδοσης χρειάζεται συμπυκνωτής ψυχόμενος με νερό.



Εικόνα 3.24 Σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα [3.21]

3.5 Ψυκτικά Μέσα

Οι ουσίες ή τα μείγματα, συνήθως ρευστά, που χαρακτηρίζονται ως ψυκτικά μέσα είναι εκείνα που έχουν υπό κανονική ατμοσφαιρική πίεση θερμοκρασία ατμοποίησης χαμηλότερη από αυτήν του περιβάλλοντος, και οι υπόλοιπες ιδιότητες τους είναι τέτοιες που να υποστηρίζουν την εκμετάλλευση της χαμηλής θερμοκρασίας ατμοποίησης για την παραγωγή ψύξης. Υπάρχουν διάφορα ψυκτικά μέσα κάθε ένα από τα οποία χρησιμοποιείται ανάλογα με την εκάστοτε εφαρμογή, τις συνθήκες λειτουργίας και την ψυκτική εγκατάσταση [3.2].

Ιδιότητες ψυκτικών μέσων

Οι επιθυμητές ιδιότητες των ψυκτικών μέσων εξαρτώνται κάθε φορά από την εφαρμογή. Υπάρχουν όμως ορισμένες ιδιότητες που είναι βασικές για όλα τα ψυκτικά μέσα. Χρειάζεται να είναι χημικά ευσταθή σε όλο το εύρος των πιέσεων και των θερμοκρασιών της εφαρμογής, να είναι χημικά αδρανή έναντι των μεταλλικών ή μη μεταλλικών υλικών κατασκευής των ψυκτικών εγκαταστάσεων, έναντι των λιπαντικών ελαίων, των υδρατμών, του υδρογόνου του αέρα, καθώς και να είναι μη

αναφλέξιμα, και να μη δημιουργούν εκρηκτικά μείγματα με τον ατμοσφαιρικό αέρα [3.2].

Η πίεση συμπίκνωσης δεν πρέπει να έχει υπερβολικά μεγάλη τιμή για την αποφυγή βαριών κατασκευών αλλά και για την αποφυγή διαρροής του ψυκτικού, ενώ αντίθετα η πίεση ατμοποίησης δεν πρέπει να είναι υπερβολικά χαμηλή διότι η υποπίεση μέσα στον ατμοποιητή μπορεί να προκαλέσει διείσδυση ατμοσφαιρικού αέρα και συνεπώς υγρασίας. Επίσης, οι χαμηλές πιέσεις αυξάνουν τον ειδικό όγκο του ψυκτικού μέσου, οπότε χρειάζεται μεγαλύτερος συμπιεστής για τη διακίνηση της ίδιας ποσότητας ψυκτικού στην εγκατάσταση. Η είσοδος υγρού ατμοσφαιρικού αέρα μπορεί εκτός των άλλων να οδηγήσει στη δημιουργία οξέων και βάσεων μέσα στην ψυκτική εγκατάσταση, για το λόγο αυτό είναι προτιμότερο να υπάρχει διαφυγή ψυκτικού μέσου λόγω υπερπίεσης, η οποία μπορεί να ανιχνευθεί εύκολα. Η κρίσιμη θερμοκρασία των ψυκτικών μέσων χρειάζεται να είναι αρκετά υψηλή για να είναι δυνατή η συμπίκνωση και σε ακραίες περιβαλλοντικές συνθήκες. Από την άλλη, πλευρά η θερμοκρασία στερεοποιήσεως πρέπει να είναι αρκετά χαμηλή και μακριά από την περιοχή λειτουργίας της ψυκτικής εγκατάστασης. Στις διατάξεις στραγγαλισμού οι απώλειες αυξάνουν ανάλογα με τον λόγο της θερμοότητας ατμοποίησης προς την ειδική θερμική αγωγιμότητα του υγρού ψυκτικού μέσου. Έτσι όταν οι τιμές της ειδικής θερμικής αγωγιμότητας είναι υψηλές απαιτούνται υψηλές τιμές θερμοότητας ατμοποίησης. Η ειδική θερμική αγωγιμότητα του ψυκτικού μέσου στην αέρια φάση επιδρά στον εκθέτη αδιαβατικής συμπίεσης και μέσω αυτού στην τελική θερμοκρασία συμπίεσεως. Η θερμοότητα ατμοποίησης επηρεάζει την ογκομετρική ψυκτική ικανότητα των ψυκτικών μέσων η οποία ορίζεται ως η ανά m^3 αναρροφούμενου ξηρού κεκορεσμένου ατμού ψυκτική ικανότητα και πρέπει να ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις των εκάστοτε ψυκτικών εγκαταστάσεων [3.2].

Για τα ψυκτικά μέσα υπάρχει η απαίτηση να μην είναι τοξικά και να μην προσβάλλουν τον ανθρώπινο οργανισμό και κυρίως το αναπνευστικό σύστημα. Είναι επιθυμητή η εύκολη αντίληψη πιθανής διαρροής του ψυκτικού μέσου μέσω της όσφρησης, αλλά χρειάζεται ιδιαίτερη προσοχή σε αυτές τις περιπτώσεις και ειδικά αν η εγκατάσταση κλιματίζει χώρους συγκεντρώσεως πολλών ατόμων καθώς η έντονη οσμή μπορεί να προκαλέσει πανικό. Σε περίπτωση που γίνεται ψύξη θαλάμων αποθήκευσης τροφίμων απαιτείται το ψυκτικό μέσο να μην προσβάλλει τα τρόφιμα εάν υπάρξει διαρροή [3.2].

Το κόστος αγοράς των ψυκτικών μέσων σε μικρές εγκαταστάσεις δεν λαμβάνεται υπόψη σε αντίθεση με τις μεγάλες ψυκτικές εγκαταστάσεις. Επίσης είναι απαραίτητη η εύκολη εξεύρεσή του. Η οικονομικότητα του ψυκτικού μέσου αυξάνεται με την αύξηση της ειδικής ψυκτικής ικανότητας για συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας και συγκεκριμένο θεωρητικό κύκλο. Η ειδική ψυκτική ικανότητα ορίζεται ως η ανά καταναλωθείσα kWh παραγόμενη ψυκτική ισχύς του ψυκτικού μέσου [3.2].

Χρησιμοποιούμενα ψυκτικά μέσα

Τα πρώτα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιήθηκαν σε ψυκτικές μηχανές με συμπίεση ατμού είναι μερικοί υδρογονάνθρακες και κυρίως το διοξείδιο του άνθρακα, η αμμωνία, και το διοξείδιο του θείου. Οι ενώσεις που είναι γνωστές σήμερα επιλέγονται λόγω της μη τοξικότητάς, της μη ευφλεκτότητας και των καλών θερμοδυναμικών τους ιδιοτήτων. Τα χλωριούχα-φθοριούχα παράγωγα του μεθανίου κι αιθανίου έχουν αντικαταστήσει τα πρώτα ανόργανα ψυκτικά μέσα εκτός από την αμμωνία, με ελάχιστες εξαιρέσεις [3.2,3.5].

Ωστόσο, οι αρνητικές επιπτώσεις στο περιβάλλον με την καταστροφή του όζοντος της στρατόσφαιρας και το φαινόμενο του θερμοκηπίου, επηρέασε τη χρήση των ενώσεων χλωρίου και φθορίου και έχει οδηγήσει στη χρήση ψυκτικών που υπάρχουν ήδη στο οικοσύστημα, όπως η αμμωνία, οι υδρογονάνθρακες και το διοξείδιο του άνθρακα. Κανένα από τα ψυκτικά μέσα που είναι διαθέσιμα σήμερα δεν είναι δυνατό να έχει τις απαιτούμενες ιδιότητες και να μην είναι επιβλαβές για το περιβάλλον. Για παράδειγμα, οι χλωροφθοράνθρακες είναι πολύ ευσταθείς ενώσεις, που είναι επιθυμητό για την καλή λειτουργία του συστήματος, αλλά αν διαρρέουν στο περιβάλλον, λόγω της ευστάθειάς τους, δεν διασπώνται στην ατμόσφαιρα αλλά μόνο στη στρατόσφαιρα εξαιτίας της ακτινοβολίας UV παράγοντας άτομα χλωρίου τα οποία είναι επιβλαβή για το στρώμα του όζοντος. Κατά όμοιο τρόπο και η αμμωνία, η οποία έχει εξαιρετικές θερμοδυναμικές ιδιότητες, εμφανίζει κινδύνους στην υγιεινή και την ασφάλεια. Για το λόγο αυτό η επιλογή γίνεται ανάλογα με τις ανάγκες της εκάστοτε εφαρμογής [3.5].

Μερικά ψυκτικά μέσα μπορεί να έχουν καλές ιδιότητες για τη λειτουργία ενός ψυκτικού συστήματος, αλλά να συνεισφέρουν στην καταστροφή της στοιβάδας του όζοντος και στην υπερθέρμανση του πλανήτη όταν διαρρέουν στην ατμόσφαιρα. Αυτά τα αέρια ανήκουν στην κατηγορία των φθορανθράκων, οι οποίοι είναι [3.5]:

- Οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), οι οποίοι έχουν αρνητική επίδραση στη στοιβάδα του όζοντος και στην υπερθέρμανση του πλανήτη.
- Οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs), οι οποίοι έχουν άμεση επίπτωση στην αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη και μικρότερη επίδραση στη στοιβάδα του όζοντος.
- Οι υδροφθοράνθρακες (HFCs), οι οποίοι δεν επηρεάζουν τη στοιβάδα του όζοντος και επιδρούν στην υπερθέρμανση λιγότερο από τους χλωροφθοράνθρακες και τους υδροχλωροφθοράνθρακες, οπότε δρουν ως αντικαταστάτες τους.

Το όζον που βρίσκεται στη στρατόσφαιρα προστατεύει τον πλανήτη από την επιβλαβή ακτινοβολία UVB. Οι χλωροφθοράνθρακες και υδροχλωροφθοράνθρακες επειδή είναι σταθερές ενώσεις δεν διασπώνται στην ατμόσφαιρα αλλά φθάνουν στη στρατόσφαιρα για να συμβεί αυτό, υπό την επίδραση της ακτινοβολίας UVB. Η διάσπαση αυτή απελευθερώνει χλώριο το οποίο διασπά τα μόρια του όζοντος και

επειδή έχουν μεγάλο χρόνο ζωής η επίδρασή τους διαρκεί πολλά χρόνια. Η επίδραση μιας ουσίας στην καταστροφή της στριβάδας του όζοντος προσδιορίζεται από τον δείκτη Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP) και δίνει μια εκτίμηση της επίδρασης σε σχέση με την ουσία CFC11 που χρησιμοποιείται ως αναφορά [3.5].

Η συνεισφορά ενός ψυκτικού μέσου στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και κατά συνέπεια στην υπερθέρμανση του πλανήτη ποσοτικοποιείται με το δείκτη Δυναμικό Θέρμανσης του Πλανήτη (Global Warming Potential - GWP). Ο δείκτης αυτός είναι ένας συντελεστής ισοδυναμίας ως προς την ποσότητα του διοξειδίου του άνθρακα που θα είχε την επίδραση στην υπερθέρμανση του πλανήτη, όταν μετράται για συγκεκριμένη χρονική διάρκεια (γενικά, 100 χρόνια) [3.5].

Τα ψυκτικά μέσα χαρακτηρίζονται με το γράμμα R το οποίο ακολουθείται από έναν τριψήφιο αριθμό σύμφωνα με την κατάταξη της ASHRAE. Οι αριθμοί αυτοί αποτελούν αριθμητική παράσταση της χημικής σύνθεσης του μορίου του ψυκτικού. Για τις ουσίες που προέρχονται από το αιθάνιο και έχουν αρκετά ισομερή χρησιμοποιούνται επιπλέον τα γράμματα a, b και ούτω καθεξής, για να διαχωρίζονται [3.2,3.5].

Στον πίνακα που ακολουθεί παρουσιάζονται τα ψυκτικά μέσα που μελετήθηκαν στην παρούσα εργασία και οι δείκτες τους ODP και GWP.

Πίνακας 3.1 Χρησιμοποιούμενα ψυκτικά μέσα και οι περιβαλλοντικοί τους δείκτες [3.22]

Ψυκτικό Μέσο	ODP	GWP
R141b	0.12	713
R123	0.022	76
R245fa	0	950
R600a	0	20

Βιβλιογραφία 3^ο Κεφαλαίου

[3.1]J. Steven Brown, P. Domanski, "Review of alternative cooling technologies", *Applied Thermal Engineering*, vol. 64, no. 1-2, pp. 252-262, 2014.

[3.2]Σ. Χατζηδάκης, *Σημειώσεις Ψύξης Α' Και Β' Μέρους*. Αθήνα, 2003.

[3.3]R. Slagle, "How Vapor-Compression Cooling Works | Electronics Cooling", *Electronics Cooling*, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <https://www.electronics-cooling.com/2017/07/vapor-compression-cooling-works/#>. [Πρόσβαση: 15- Μαΐου-2018].

[3.4]"Η αποδοτική λειτουργία ενός ψυκτικού συστήματος είναι αναμφίβολα συνδυασμένη με το σκοπό της αγοράς του, το σχεδιασμό του, την εγκατάσταση και τη χρήση του - Κατασκευές Κτιρίων", *Κατασκευές Κτιρίων*, 2018. [Online].

- Διαθέσιμο: <http://kataskevesktirion.gr/η-αποδοτική-λειτουργία-ενός-ψυκτικού/>.
[Πρόσβαση: 16- Μαΐου- 2018].
- [3.5]Ε. Κορωνάκη, *Συστήματα Βιομηχανικής Ψύξης*. Αθήνα, 2015.
- [3.6]Α. Alazazmeh, E. Mokheimer, "Review of Solar Cooling Technologies", *Journal of Applied Mechanical Engineering*, vol. 04, no. 05, 2015.
- [3.7]Y. Hwang, R. Radermacher, A. Alili, I. Kubo, "Review of Solar Cooling Technologies", *HVAC&R Research*, vol. 14, no. 3, pp. 507-528, 2008.
- [3.8]J. Abdulateef, K. Sopian, M. Alghoul, M. Sulaiman, "Review on solar-driven ejector refrigeration technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 6-7, pp. 1338-1349, 2009.
- [3.9]"The Stirling Cycle - Stirling Cryogenics", *Stirlingcryogenics.com*, 2018.
[Online]. Διαθέσιμο: <https://www.stirlingcryogenics.com/en/the-stirling-cycle>.
[Πρόσβαση: 17- Μαΐου- 2018].
- [3.10]M. Zemansky, R. Dittman, *Heat and Thermodynamic*, 6th ed. McGraw- Hill Book Company, 1981, pp. 431-442.
- [3.11]R. Best, W. Rivera, "A review of thermal cooling systems", *Applied Thermal Engineering*, vol. 75, pp. 1162-1175, 2015.
- [3.12]M. Sahlot, S. Riffat, "Desiccant cooling systems: a review", *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 11, no. 4, pp. 489-505, 2016.
- [3.13]Ε. Μπέλλος, "Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτίρια", Διδακτορική Διατριβή, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2016.
- [3.14]Ε. Bellos, C. Tzivanidis, "Multi-objective optimization of a solar driven trigeneration system", *Energy*, vol. 149, pp. 47-62, 2018.
- [3.15]Α. Ahmadzadeh, M. Salimpour, A. Sedaghat, "Thermal and exergoeconomic analysis of a novel solar driven combined power and ejector refrigeration (CPER) system", *International Journal of Refrigeration*, vol. 83, pp. 143-156, 2017.
- [3.16]J. Wang, Y. Dai, L. Gao, S. Ma, "A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy", *Renewable Energy*, vol. 34, no. 12, pp. 2780-2788, 2009.
- [3.17]Ε. Bellos, C. Tzivanidis, "Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector-absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors", *Energy Conversion and Management*, vol. 168, pp. 329-342, 2018.

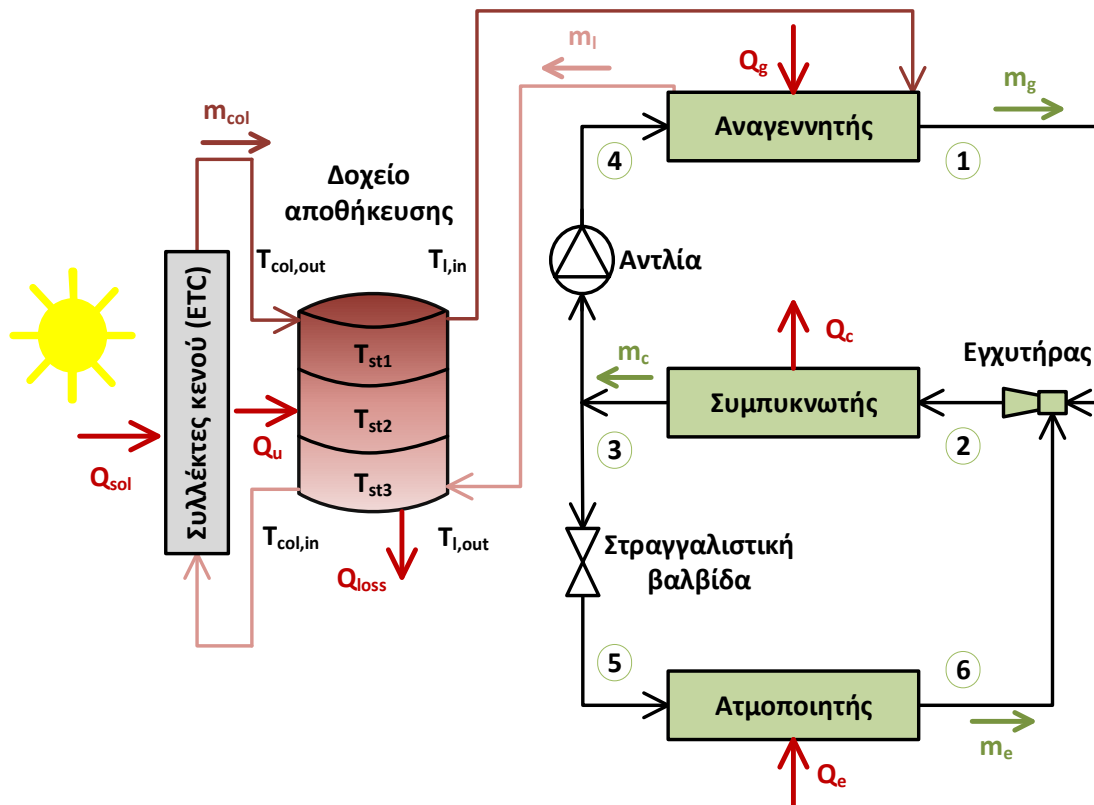
- [3.18]X. Zhang, R. Wang, "A new combined adsorption–ejector refrigeration and heating hybrid system powered by solar energy", *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 11, pp. 1245-1258, 2002.
- [3.19]J. Wang, P. Zhao, X. Niu, Y. Dai, "Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO₂ driven by solar energy", *Applied Energy*, vol. 94, pp. 58-64, 2012.
- [3.20]Y. Xu, N. Jiang, Q. Wang, N. Mao, G. Chen, Z. Gao, "Refrigerant evaluation and performance comparison for a novel hybrid solar-assisted ejection-compression refrigeration cycle", *Solar Energy*, vol. 160, pp. 344-352, 2018.
- [3.21]E. Bellos, C. Tzivanidis, "Optimum design of a solar ejector refrigeration system for various operating scenarios", *Energy Conversion and Management*, vol. 154, pp. 11-24, 2017.
- [3.22]G. Restrepo, M. Weckert, R. Brüggemann, S. Gerstmann, H. Frank, "Ranking of Refrigerants", *Environmental Science & Technology*, vol. 42, no. 8, pp. 2925-2930, 2008.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΕΞΕΤΑΖΟΜΕΝΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκαν τρία διαφορετικά συστήματα ηλιακής ψύξης με τη χρήση εγχυτήρα, με στόχο τη σύγκρισή της απόδοσής τους. Το πρώτο σύστημα είναι το πιο απλό, ενώ τα υπόλοιπα με την προσθήκη επιπλέον στοιχείων παρουσιάζονται ως βελτιώσεις αυτού. Έτσι, αναλύεται αρχικά το πρώτο σύστημα που από τελεί τη βάση και στη συνέχεια ακολουθούν τα άλλα δύο.

4.1 Πρώτο σύστημα - Τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα

Παρακάτω, απεικονίζεται σχηματικά η μελετώμενη διάταξη και γίνεται περιγραφή της λειτουργίας του συστήματος.



Εικόνα 4.1 Πρώτο σύστημα – Τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα

Το εικονιζόμενο σύστημα είναι η συνηθισμένη μορφή ενός συστήματος ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και αποτελείται από δύο υποσυστήματα: το ηλιακό υποσύστημα και το ψυκτικό υποσύστημα.

Το ηλιακό υποσύστημα αποτελείται από συλλέκτες κενού (ETC) που καλύπτουν μία επιφάνεια 100 m^2 και από ένα δοχείο αποθήκευσης όγκου 4 m^3 που είναι κατάλληλα μονωμένο ώστε να ελαχιστοποιούνται οι απώλειες προς το περιβάλλον. Οι τιμές αυτές είναι λογικές για ένα σύστημα ηλιακής ψύξης [4.1]. Επιλέγονται συλλέκτες κενού γιατί η συγκεκριμένη εφαρμογή δεν απαιτεί την επίτευξη πολύ υψηλών θερμοκρασιών για να χρησιμοποιηθούν συγκεντρωτικοί συλλέκτες και γιατί η απόδοσή τους είναι καλύτερη από αυτή των επίπεδων. Στο ηλιακό υποσύστημα επιλέγεται ως εργαζόμενο μέσο το θερμικό έλαιο Therminol VP-1 το οποίο είναι εξαιρετικά ευσταθές και μπορεί να φθάσει με ασφάλεια τους 400°C [4.2] που είναι

ικανοποιητικό καθώς οι συλλέκτες κενού φθάνουν περίπου 120°C (τυπική τιμή) πάνω από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Στο δοχείο αποθήκευσης υπάρχει θερμοκρασιακή διαστρωμάτωση και το θερμό έλαιο βρίσκεται στο πάνω μέρος του δοχείου ενώ το ψυχρό στο κάτω. Από το κάτω μέρος του δοχείου φεύγει το ψυχρό θερμικό έλαιο και περνάει από τους συλλέκτες κενού όπου θερμαίνεται για να καταλήξει στο πάνω μέρος του δοχείου. Από την άλλη πλευρά του δοχείου φεύγει θερμό έλαιο που πηγαίνει στον αναγεννητή, όπου αποδίδει την θερμότητά του, και καταλήγει ψυχρό πλέον στο κάτω μέρος του δοχείου αποθήκευσης. Η παροχή στους συλλέκτες (m_{col}) επιλέγεται να είναι 2 kg/s [4.3] που είναι μία τυπική τιμή. Επίσης επιλέγεται η παροχή που πηγαίνει στον αναγεννητή (m_1) να είναι ίση με αυτή των συλλεκτών (m_{col}) γιατί δημιουργεί σταθερές συνθήκες μετάδοσης θερμότητας στο σύστημα [4.3]. Οι παροχές αυτές διακινούνται με αντλίες οι οποίες δεν φαίνονται στο σχήμα λόγω απλότητας, καθώς η ισχύς που καταναλώνουν είναι αμελητέα.

Στο ψυκτικό υποσύστημα το ψυκτικό μέσο φεύγει από τον αναγεννητή σε κατάσταση κορεσμένου ατμού με υψηλή πίεση, και πηγαίνει στον εγχυτήρα για να αποτελέσει την κύρια ροή αυτού. Η δευτερεύουσα ροή του εγχυτήρα έρχεται από την έξοδο του ατμοποιητή και είναι κορεσμένος ατμός χαμηλής πίεσης. Αφού τα δύο αυτά ρεύματα αναμειχθούν στον εγχυτήρα βγαίνουν από αυτόν με μία ενδιάμεση πίεση η οποία έχει την τιμή αυτής του συμπυκνωτή. Στο συμπυκνωτή το αναμειγμένο ρεύμα αποβάλλει θερμότητα προς το περιβάλλον και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Στη συνέχεια χωρίζεται σε δύο ρεύματα. Το πρώτο ρεύμα περνάει από μία αντλία η οποία του αυξάνει την πίεση σε αυτή του αναγεννητή για να εισέλθει σε αυτόν και να παραλάβει θερμότητα από το ηλιακό σύστημα. Το δεύτερο ρεύμα περνάει από μία στραγγαλιστική βαλβίδα όπου η πίεσή του μειώνεται ισημερικά σε αυτή του ατμοποιητή και εξέρχεται ως διφασικό μείγμα υγρού-ατμού. Μετά εισέρχεται στον ατμοποιητή όπου παραλαμβάνει το ψυκτικό φορτίο.

Το σύστημα μελετάται τόσο σε μόνιμες όσο και σε δυναμικές συνθήκες όπως θα αναφερθεί αναλυτικότερα στο Κεφάλαιο 5. Παρακάτω γίνεται η μοντελοποίηση των συνιστωσών του συστήματος.

4.1.1 Μοντελοποίηση εγχυτήρα

Η αρχή λειτουργίας του εγχυτήρα έχει παρουσιαστεί αναλυτικά στο υποκεφάλαιο 3.3.2.3 και σχηματική απεικόνιση έχει δοθεί στην Εικόνα 3.14. Στη μοντελοποίηση έχουν γίνει οι εξής παραδοχές:

- (1) Κατά τη διαδικασία της ανάμειξης η ανάμειξη παραμένει σταθερή.
- (2) Η κύρια και η δευτερεύουσα ροή φθάνουν στην ίδια πίεση στην είσοδο του λαιμού, ενώ δεν υπάρχει προηγουμένως ανάμειξη των δύο ρευμάτων.
- (3) Ισχύει η αρχή διατήρησης ενέργειας και ορμής κατά την ανάμειξη.
- (4) Η ροή θεωρείται ομογενής και μονοδιάστατη σε μόνιμες συνθήκες.
- (5) Οι ταχύτητες στην είσοδο και την έξοδο του εγχυτήρα θεωρούνται αμελητέες.
- (6) Δεν υπάρχει συναλλαγή θερμότητας του εγχυτήρα με το περιβάλλον.
- (7) Οι απώλειες λόγω τριβών και ανάμειξης στα ακροφύσια, το διαχύτη και το τμήμα ανάμειξης μοντελοποιούνται με τη χρήση βαθμών απόδοσης.

Οι μαθηματικές εκφράσεις για κάθε τμήμα του εγχυτήρα δίνονται παρακάτω:

Κινητήριο ακροφύσιο

Στο κινητήριο ακροφύσιο ισχύει η αρχή διατήρησης της ενέργειας και η ταχύτητα εισόδου της κύριας ροής (σημείο sf1) είναι αμελητέα, επομένως ισχύει:

$$h_{pf1} = h_{pf2} + \frac{V_{pf}^2}{2}, \quad (4.1)$$

Για τη μοντελοποίηση της διαδικασίας ορίζεται ο βαθμός απόδοσης κινητηρίου ακροφυσίου:

$$\eta_{mn} = \frac{h_{pf1} - h_{pf2}}{h_{pf1} - h_{pf2, is}}, \quad (4.2)$$

Το σημείο (pf2,is) είναι το σημείο με πίεση (P_{low}) και εντροπία ίση με αυτή του σημείου (pf1). Το πραγματικό σημείο (pf2) έχει την ίδια πίεση αλλά μεγαλύτερη εντροπία από το σημείο (pf2,is). Η πίεση αυτή πρέπει να είναι να είναι μικρότερη από την πίεση της δευτερεύουσας ροής (P_{sf}) για να μπορέσει να αναρροφηθεί μέσα στον εγχυτήρα. Αυτή η διαφορά πιέσεων εξαρτάται από τη σχεδίαση του εγχυτήρα και έτσι κάθε τιμή της αφορά ουσιαστικά διαφορετικό εγχυτήρα:

$$P_{low} = P_{sf} - \Delta P, \quad (4.3)$$

Ακροφύσιο αναρρόφησης

Στο ακροφύσιο αναρρόφησης ισχύει η αρχή διατήρησης της ενέργειας και η ταχύτητα στην είσοδό του θεωρείται αμελητέα. Έτσι ισχύει:

$$h_{sf1} = h_{sf2} + \frac{V_{sf}^2}{2}, \quad (4.4)$$

Για τη μοντελοποίηση της διαδικασίας ορίζεται ο βαθμός απόδοσης ακροφυσίου αναρρόφησης:

$$\eta_{sn} = \frac{h_{sf1} - h_{sf2}}{h_{sf1} - h_{sf2, is}}, \quad (4.5)$$

Το σημείο (sf2,is) είναι το σημείο με πίεση (P_{low}) και εντροπία ίση με αυτή του σημείου (sf1). Το πραγματικό σημείο (sf2) έχει την ίδια πίεση αλλά μεγαλύτερη εντροπία από το σημείο (sf2,is).

Τμήμα ανάμειξης – Τμήμα λαιμού

Στο τμήμα ανάμειξης γίνεται η υπόθεση ότι η πίεση παραμένει σταθερή και ίση με την P_{low} , ενώ ισχύουν οι εξισώσεις αρχής διατήρησης της ορμής και της ενέργειας. Στο σημείο αυτό χρειάζεται να οριστεί ο λόγος ανάμειξης (entrainment ratio) (μ), που έχει ήδη αναφερθεί στο Κεφάλαιο 3, και είναι ο λόγος της παροχής μάζας της δευτερεύουσας ροής προς την παροχή μάζας της κύριας ροής:

$$\mu = \frac{m_{sf}}{m_{pf}}, \quad (4.6)$$

Από την εφαρμογή της αρχής διατήρησης της ορμής για ιδανικές συνθήκες ανάμειξης προκύπτει:

$$V_{pf} + \mu \cdot V_{sf} = (1 + \mu) \cdot V_{mf,is}, \quad (4.7)$$

Ωστόσο, η διεργασία της ανάμειξης δεν είναι ιδανική, λόγω τριβών, και η ταχύτητα της αναμεμειγμένης ροής είναι διαφορετική από αυτή που δίνει η προηγούμενη σχέση. Αυτή η μη ιδανικότητα μοντελοποιείται με τον βαθμό απόδοσης ανάμειξης που είναι ο λόγος της πραγματικής κινητικής ενέργειας προς την ιδανική κινητική ενέργεια:

$$\eta_m = \frac{V_{mf}^2}{V_{mf,is}^2}, \quad (4.8)$$

Από το συνδυασμό των εξισώσεων (4.7) και (4.8) προκύπτει η ταχύτητα της αναμεμειγμένης ροής από τη σχέση:

$$V_{mf} = \sqrt{\eta_m} \cdot \left(\frac{1}{1 + \mu} \cdot V_{pf} + \frac{\mu}{1 + \mu} \cdot V_{sf} \right), \quad (4.9)$$

Ο ενεργειακός ισολογισμός για την διεργασία της ανάμειξης δίνει:

$$(1 + \mu) \cdot \left(h_{mf} + \frac{V_{mf}^2}{2} \right) = \left(h_{pf} + \frac{V_{pf}^2}{2} \right) + \mu \cdot \left(h_{sf} + \frac{V_{sf}^2}{2} \right), \quad (4.10)$$

Διαχύτης

Στο διαχύτη, ισχύει η αρχή διατήρησης της ενέργειας με την ταχύτητα στην έξοδο στην κατάσταση (d) να είναι αμελητέα και έτσι προκύπτει:

$$h_d = h_{mf} + \frac{V_{mf}^2}{2}, \quad (4.11)$$

Η μη ιδανική διεργασία αύξησης της πίεσης στο ακροφύσιο μοντελοποιείται με τον βαθμό απόδοσης του ακροφυσίου:

$$\eta_d = \frac{h_{d,is} - h_{mf}}{h_d - h_{mf}}, \quad (4.12)$$

Το σημείο (d,is) είναι το σημείο με πίεση (P_d) και εντροπία ίση με αυτή του σημείου (mf). Το πραγματικό σημείο (d) έχει την ίδια πίεση αλλά μεγαλύτερη εντροπία από το σημείο (d,is). Η πίεση (P_d) καθορίζεται από την πίεση του συμπυκνωτή.

Οι τιμές που επιλέχθηκαν για τους βαθμούς απόδοσης σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [4.4,4.5] είναι:

Βαθμοί απόδοσης ακροφυσίων: $\eta_{mn} = \eta_{mm} = \eta_{sn} = 90\%$

Βαθμός απόδοσης ανάμειξης: $\eta_m = 85\%$

Βαθμός απόδοσης ακροφυσίου: $\eta_d = 85\%$

Η πτώση πίεσης, γενικά, παίρνει χαμηλές τιμές και όπως έχει ήδη αναφερθεί αποτελεί παράμετρο βελτιστοποίησης και σχεδιαστικό χαρακτηριστικό του εγχυτήρα.

4.1.2 Μοντελοποίηση ηλιακών συλλεκτών

Η συνολική διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια δίνεται από τη σχέση:

$$Q_{sol} = A_{col} \cdot G_T, \quad (4.13)$$

,όπου (A_{col}) η συλλεκτική επιφάνεια ίση με 100 m^2 και (G_T) η προσπίπτουσα ακτινοβολία στους συλλέκτες κενού που παίρνει τιμή 1000 W/m^2 όταν γίνεται ανάλυση σε μόνιμες συνθήκες.

Ο βαθμός απόδοσης δίνεται σύμφωνα με τη βιβλιογραφία από τη σχέση [4.6]:

$$\eta_{col} = 0.687 - 1.505 \cdot \left(\frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_T} \right) - 0.011 \cdot \frac{(T_{col,in} - T_{am})^2}{G_T}, \quad (4.14)$$

,όπου (T_{am}) η θερμοκρασία περιβάλλοντος που λαμβάνει τιμή ίση με 25°C όταν γίνεται ανάλυση σε μόνιμες συνθήκες και ($T_{col,in}$) η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στους συλλέκτες.

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (4.13) και (4.14) προκύπτει η σχέση υπολογισμού της ωφέλιμης θερμότητας που παραλαμβάνει το θερμικό έλαιο που κυκλοφορεί στους συλλέκτες:

$$Q_u = \eta_{col} \cdot Q_{sol}, \quad (4.15)$$

Επίσης, η ωφέλιμη θερμότητα μπορεί να υπολογιστεί από την ακόλουθη σχέση:

$$Q_u = m_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out} - T_{col,in}), \quad (4.16)$$

,όπου (m_{col}) η παροχή μάζας στους συλλέκτες που όπως έχει σημειωθεί παραπάνω παίρνει την τιμή 2 kg/s και ($T_{col,out}$) η θερμοκρασία εξόδου του θερμικού ελαίου στους συλλέκτες.

4.1.3 Μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης

Το δοχείο αποθήκευσης μοντελοποιείται με βάση τις ζώνες θερμικής ανάμειξης [4.3]. Στη μοντελοποίηση αυτή, το δοχείο χωρίζεται σε οριζόντιες ζώνες ανάμειξης οι οποίες θεωρείται ότι έχουν σταθερή θερμοκρασία σε όλη τους την έκταση. Μεταξύ των ζωνών υπάρχει μεταφορά μάζας και θερμότητας, οπότε εμφανίζεται

διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας μέσα στο δοχείο. Στην εξεταζόμενη περίπτωση έχουν επιλεγθεί τρεις ζώνες ανάμειξης σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [4.6,4.7]. Οι ισολογισμοί ενέργειας στις τρεις ζώνες ανάμειξης δίνονται παρακάτω:

$$\frac{\rho V_T}{3} c_p \frac{dT_{st,1}}{dt} = \dot{m}_{col} c_p (T_{col,out} - T_{st,1}) + \dot{m}_l c_p (T_{st,2} - T_{st,1}) - U_T A_{T1} (T_{st,1} - T_{am}), \quad (4.17)$$

$$\frac{\rho V_T}{3} c_p \frac{dT_{st,2}}{dt} = \dot{m}_{col} c_p (T_{st,1} - T_{st,2}) + \dot{m}_l c_p (T_{st,3} - T_{st,2}) - U_T A_{T2} (T_{st,2} - T_{am}), \quad (4.18)$$

$$\frac{\rho V_T}{3} c_p \frac{dT_{st,3}}{dt} = \dot{m}_{col} c_p (T_{st,2} - T_{st,3}) + \dot{m}_l c_p (T_{l,out} - T_{st,3}) - U_T A_{T3} (T_{st,3} - T_{am}), \quad (4.19)$$

,όπου $V_T = 4 \text{ m}^3$ ο όγκος του δοχείου, $\rho = 800 \text{ kg/m}^3$ και $c_p = 1.9 \text{ kJ/kgK}$ [4.2] η πυκνότητα και η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση του θερμικού ελαίου αντίστοιχα τα οποία θεωρούνται ανεξάρτητα της θερμοκρασίας, $\dot{m}_l = 2 \text{ kg/s}$ η παροχή μάζας του θερμικού ελαίου που περνάει από τον αναγεννητή που είναι ίση με την \dot{m}_{col} , $U_T = 0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ η ειδική θερμική διαπερατότητα του δοχείου αποθήκευσης, και $T_{st,1}$, $T_{st,2}$, $T_{st,3}$ οι θερμοκρασίες της πρώτης, δεύτερης και τρίτης ζώνης αντίστοιχα. Η επιφάνεια κάθε ζώνης ανάμειξης με το περιβάλλον και με την υπόθεση ότι το δοχείο είναι κυλινδρικό δίνεται από τις σχέσεις:

$$A_{T1} = A_{T3} = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3} + \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (4.20)$$

$$A_{T2} = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3}, \quad (4.21)$$

Χρειάζεται να σημειωθεί ότι επιλέχθηκε η διάμετρος (D) και το ύψος (L) του δοχείου είναι να είναι ίσα [4.8]. Ο όγκος του αποθηκευτικού δοχείου προκύπτει από την εξίσωση:

$$V_T = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L, \quad (4.22)$$

Σημειώνεται ότι στις εξισώσεις (4.17)-(4.19) το αριστερό μέλος αναπαριστά την αποθηκευόμενη ενέργεια στη ζώνη ανάμειξης και στο δεξί μέλος ο πρώτος όρος αναπαριστά την ενέργεια που εισέρχεται στη ζώνη ανάμειξης, ο δεύτερος την ενέργεια που εξέρχεται και ο τρίτος τις απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον. Στην περίπτωση που το σύστημα μελετάται σε μόνιμη κατάσταση το αριστερό μέλος των εξισώσεων είναι μηδέν.

Η θερμοκρασία εισόδου στους συλλέκτες ισούται με τη θερμοκρασία στο κάτω μέρος του δοχείου αποθήκευσης, ενώ η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή είναι ίση με τη θερμοκρασία στο πάνω μέρος του δοχείου, οπότε ισχύει:

$$T_{col,in} = T_{st,3}, \quad (4.23)$$

$$T_{l,in} = T_{st,1}, \quad (4.24)$$

Στο σημείο αυτό χρειάζεται να αναφερθούν και οι σχέσεις σύζευξης μεταξύ της πηγής θερμότητας και του αναγεννητή. Η θερμότητα που παρέχεται στον αναγεννητή δίνεται από τη σχέση:

$$Q_g = \dot{m}_l \cdot c_p \cdot (T_{l,in} - T_{l,out}), \quad (4.25)$$

Επίσης, γίνεται η υπόθεση ότι η αποτελεσματικότητα του αναγεννητή (η_g) έχει τιμή ίση με 65%. Η σχέση ορισμού της αποτελεσματικότητας του αναγεννητή είναι:

$$\eta_g = \frac{T_{l,in} - T_{l,out}}{T_{l,in} - T_g}, \quad (4.26)$$

4.1.4 Μοντελοποίηση ψύκτη

Οι εξισώσεις που μοντελοποιούν τον ψύκτη είναι ισολογισμοί ενέργειας και μάζας. Σημειώνεται ότι το ψυκτικό μέσο κατάστασης (1) είναι η κύρια ροή του εγχυτήρα, κατάστασης (6) η δευτερεύουσα ροή του εγχυτήρα και κατάστασης (2) η έξοδος του εγχυτήρα.

Η πρόσδοση θερμότητας στον αναγεννητή δίνεται από τη σχέση:

$$Q_g = \dot{m}_g \cdot (h_1 - h_4), \quad (4.27)$$

Η πρόσδοση θερμότητας στον ατμοποιητή δίνεται από τη σχέση:

$$Q_e = \dot{m}_e \cdot (h_6 - h_5), \quad (4.28)$$

Η απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον από το συμπυκνωτή δίνεται από τη σχέση:

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot (h_3 - h_2), \quad (4.29)$$

Από τον ισολογισμό μάζας προκύπτει:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_e + \dot{m}_g, \quad (4.30)$$

Η μεταβολή στη στραγγαλιστική βαλβίδα, όπως αναφέρθηκε είναι ισενθαλπική, δηλαδή ισχύει:

$$h_3 = h_5, \quad (4.31)$$

Η ενθαλπία μετά την αντλία υπολογίζεται με τη χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης (η_{pu}), που για την επίλυση λαμβάνει την τιμή 1, ως:

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4,is} - h_3}{\eta_{pu}}, \quad (4.32)$$

Το έργο που καταναλώνεται στην αντλία δίνεται από τη σχέση:

$$W_{pu} = \dot{m}_g \cdot (h_4 - h_3), \quad (4.33)$$

Το σημείο (4,is) έχει την ίδια εντροπία με το σημείο (3) και την υψηλή πίεση του σημείου (4). Στην πραγματικότητα το σημείο (4) έχει μεγαλύτερη εντροπία από το σημείο (4,is). Ωστόσο, η μεταβολή που επιφέρει η αντλία στην ενθαλπία καθώς και το έργο που αυτή καταναλώνει είναι υπερβολικά μικρά. Έτσι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (η_{pu}) λαμβάνεται ίσος με τη μονάδα και το έργο της αντλίας δεν λαμβάνεται υπόψη στους υπολογισμούς.

4.1.5 Ορισμοί δεικτών απόδοσης του συστήματος

Ο κύριος δείκτης αξιολόγησης της απόδοσης του συστήματος είναι ο συντελεστής συμπεριφοράς του που ορίζεται ως ο λόγος της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος προς την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στους συλλέκτες:

$$COP_{sys} = \frac{Q_e}{Q_{sol}}, \quad (4.34)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος είναι ένας δεύτερος δείκτης που ορίζεται κατά παρόμοιο τρόπο, δηλαδή, ως ο λόγος της παραγόμενης ψυκτικής εξεργειας προς την εισερχόμενη στο σύστημα εξεργεια από την προσπίπτουσα ακτινοβολία:

$$\eta_{ex,sys} = \frac{E_e}{E_{sol}}, \quad (4.35)$$

Η εξεργειακή ροή της ψύξης δίνεται από τη σχέση [4.7]:

$$E_e = Q_e \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_e} - 1 \right), \quad (4.36)$$

Η εξεργειακή ροή της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας προκύπτει από τον τύπο του Petela [4.9]:

$$E_{sol} = Q_{sol} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{am}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right], \quad (4.37)$$

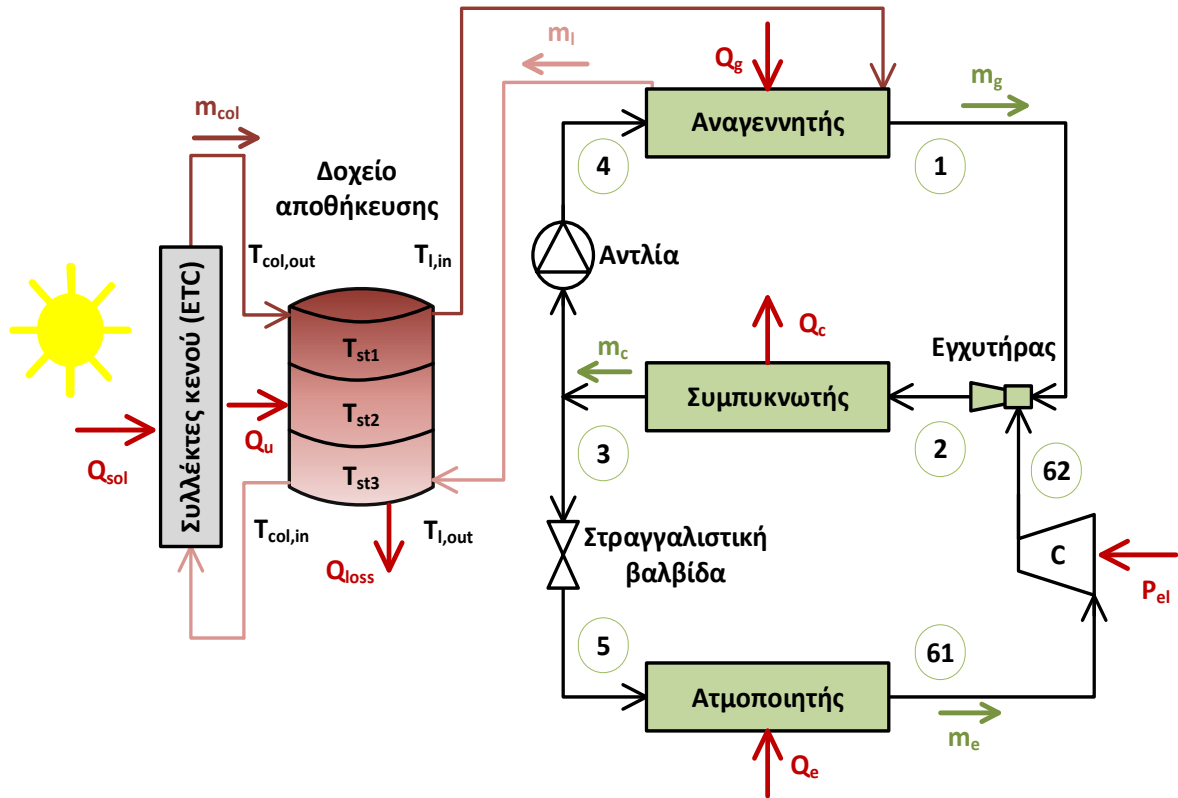
Στις δύο προηγούμενες σχέσεις οι θερμοκρασίες πρέπει να είναι εκπεφρασμένες σε μονάδες Kelvin. Επιπλέον, αναφέρεται ότι η θερμοκρασία του ήλιου (T_{sun}) λαμβάνεται ίση με 5770 K.

Τέλος, χρησιμοποιείται ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη που ορίζεται ως:

$$COP_{ch} = \frac{Q_e}{Q_g}, \quad (4.38)$$

4.2 Δεύτερο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συμπιεστή

Σχηματική απεικόνιση του δεύτερου συστήματος που μελετήθηκε δίνεται στην ακόλουθη εικόνα.



Εικόνα 4.2 Δεύτερο σύστημα – Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συμπιεστή

Η λειτουργία του δεύτερου συστήματος είναι ίδια με αυτή του πρώτου. Η μοναδική διαφορά εντοπίζεται στο ψυκτικό υποσύστημα και συγκεκριμένα στην ύπαρξη συμπιεστή μετά την έξοδο του ψυκτικού μέσου από τον ατμοποιητή η οποία, όπως θα φανεί στη συνέχεια, οδηγεί σε υψηλότερη ψυκτική ισχύ και COP_{sys} . Αφού εξέλθει το μέσο από τον συμπιεστή εισέρχεται στο εγχυτήρα για να αποτελέσει τη δευτερεύουσα ροή. Στο σημείο αυτό σημειώνεται ότι ο συμπιεστής απαιτεί εξωτερική πρόσδοση ηλεκτρικής ενέργειας για τη λειτουργία του.

Η επίλυση που ακολουθείται είναι ίδια με του πρώτου συστήματος, χωρίς να γίνει όμως ανάλυση σε χρονομεταβαλλόμενες συνθήκες.

Οι εξισώσεις που μοντελοποιούν και αξιολογούν το σύστημα αυτό δεν διαφοροποιούνται από εκείνες που περιγράφουν το πρώτο σύστημα με εξαίρεση τις εξισώσεις (4.28), (4.34), (4.35), (4.38) που μετατρέπονται ως εξής:

$$Q_e = \dot{m}_e \cdot (h_{61} - h_5), \quad (4.39)$$

$$COP_{sys} = \frac{Q_e}{Q_{sol} + P_{el}}, \quad (4.40)$$

$$\eta_{ex,sys} = \frac{E_e}{E_{sol} + P_{el}}, \quad (4.41)$$

$$COP_{ch} = \frac{Q_e}{Q_g + P_{el}}, \quad (4.42)$$

Στο σύστημα αυτό γίνεται χρήση και του ηλεκτρικού συντελεστή συμπεριφοράς που ορίζεται ως:

$$COP_{el} = \frac{Q_e}{P_{el}}, \quad (4.43)$$

Στη μοντελοποίηση του ψύκτη απαιτείται η προσθήκη επιπλέον εκφράσεων λόγω της ύπαρξης του συμπιεστή. Έτσι, η ηλεκτρική ισχύς που παρέχεται στο συμπιεστή δίνεται από τη σχέση:

$$P_{el} = \frac{\dot{m}_e \cdot (h_{62} - h_{61})}{\eta_{em}}, \quad (4.44)$$

,όπου η_{em} είναι ο ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης και λαμβάνει τιμή ίση με 0.8.

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή υπολογίζεται από τον τύπο [4.16]:

$$\eta_{is,co} = 0.874 - 0.0135 \cdot \pi_{co}, \quad (4.45)$$

,όπου $\pi_{co} = P_{62}/P_e$ ο λόγος αύξησης πίεσης στο συμπιεστή.

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στο συμπιεστή δίνεται, επίσης, από την επόμενη σχέση:

$$\eta_{is,co} = \frac{h_{62,is} - h_{61}}{h_{62} - h_{61}}, \quad (4.46)$$

,όπου το σημείο (62,is) είναι το σημείο με πίεση ίση με το (62) και εντροπία ίση με αυτή του σημείου (61).

Η αύξηση πίεσης στο συμπιεστή περιγράφεται από τη μεταβλητή b με $0 \leq b \leq 1$:

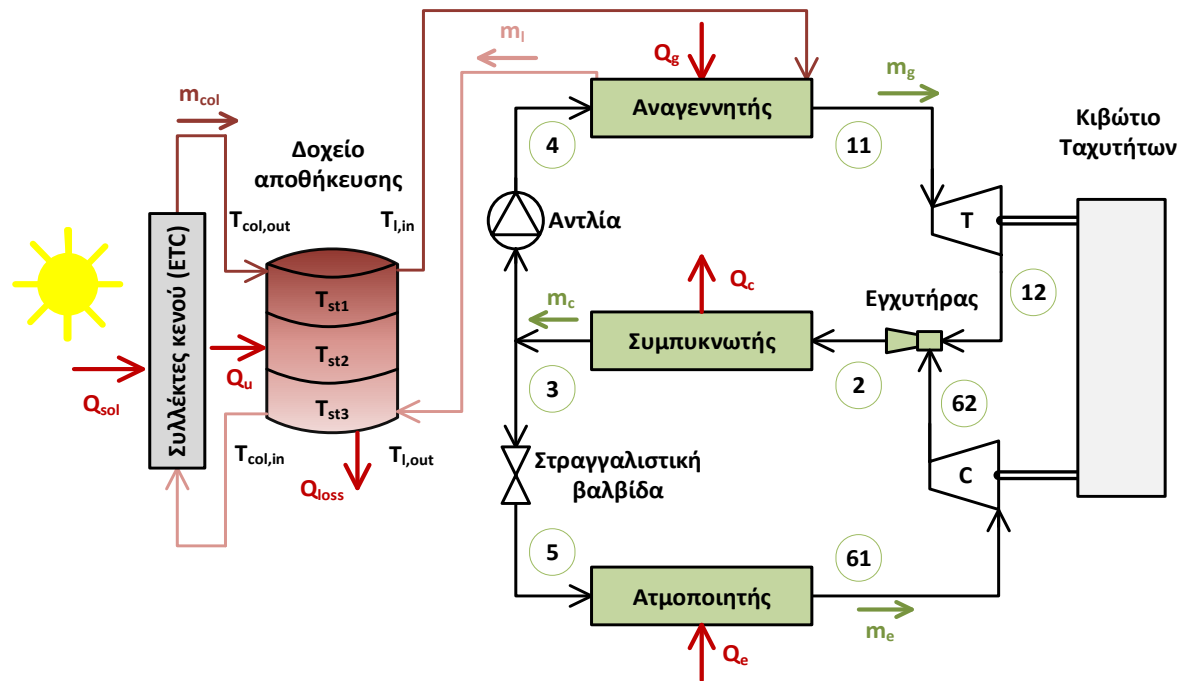
$$b = \frac{P_{62} - P_e}{P_c - P_e}, \quad (4.47)$$

Στο σημείο αυτό ορίζεται η εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας του δεύτερου συστήματος έναντι του συστήματος συμπίεσης ατμού που παράγει ίδια ψύξη και χρησιμοποιείται για την αξιολόγηση του συστήματος, με το $P_{el,s}$ να δίνεται από την (4.44) για $b = 1$:

$$savings = \frac{P_{el,s} - P_{el}}{P_{el,s}}, \quad (4.48)$$

4.3 Τρίτο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή

Το τρίτο σύστημα που μελετήθηκε απεικονίζεται σχηματικά στην επόμενη εικόνα.



Εικόνα 4.3 Τρίτο σύστημα – Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή

Τα προηγούμενα δύο συστήματα έχουν μελετηθεί και υπάρχουν στη βιβλιογραφία. Η καινοτομία του τρίτου συστήματος έγκειται στην εκμετάλλευση της βελτιωμένης απόδοσης που παρουσιάζει το δεύτερο σύστημα αποφεύγοντας την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας η οποία προέρχεται από εξωτερική πηγή και επιβαρύνει οικονομικά τη λειτουργία του. Για το λόγο αυτό γίνεται, στο ψυκτικό υποσύστημα, προσθήκη ενός στρόβιλου μεταξύ του αναγεννητή και του εγχυτήρα, ώστε να αποτονωθεί ο κορεσμένος ατμός και να παραγάγει έργο ικανό να κινήσει τον συμπιεστή. Μετά την έξοδο από το στρόβιλο το ρευστό εισέρχεται στον εγχυτήρα ως κύρια ροή.

Το σύστημα μελετάται τόσο σε μόνιμες όσο και σε δυναμικές συνθήκες λειτουργίας.

Οι περισσότερες εξισώσεις που χρησιμοποιούνται στη μοντελοποίηση και την αξιολόγηση του πρώτου συστήματος ισχύουν και στη συγκεκριμένη περίπτωση. Εξαίρεση αποτελεί η εξίσωση (4.28) που παίρνει τη μορφή της (4.39) η οποία χρησιμοποιείται στο δεύτερο σύστημα και η εξίσωση (4.27) που γράφεται ως εξής:

$$Q_g = \dot{m}_g \cdot (h_{11} - h_4), \quad (4.49)$$

Για την επίλυση του συστήματος απαιτείται η προσθήκη της εξίσωσης του ισοζυγίου ενέργειας μεταξύ στρόβιλου και συμπιεστή, η οποία παίρνει τη μορφή:

$$\dot{m}_g \cdot (h_{11} - h_{12}) \cdot \eta_{mc}^2 = \dot{m}_e \cdot (h_{62} - h_{61}), \quad (4.50)$$

,όπου η_{mc} είναι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης για το στρόβιλο και το συμπιεστή. Οι εξισώσεις (4.45)-(4.47) για το συμπιεστή εξακολουθούν να ισχύουν, ενώ για το στρόβιλο λαμβάνεται σταθερός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης $\eta_{is,Tu} = 0.85$ και ισχύει:

$$\eta_{is,Tu} = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{12,is}}, \quad (4.51)$$

,όπου το σημείο (12,is) έχει ίση πίεση με το (12) και εντροπία ίση με το (11).

Για την πίεση εισόδου και εξόδου από το στρόβιλο ορίζονται αντίστοιχα οι αδιάστατες μεταβλητές που παίρνουν τιμές από:

$$\alpha = \frac{P_{11} - P_c}{P_{max} - P_c}, \quad (4.52)$$

$$c = \frac{P_{11} - P_{12}}{P_{11} - P_c}, \quad (4.53)$$

,όπου P_{max} ισούται με το 90% της κρίσιμης πίεσης (P_{crit}) του ψυκτικού ρευστού και ισχύει $0 < \alpha \leq 1$, $0 < c < 1$.

4.4 Μετεωρολογικά δεδομένα

Στην περίπτωση που γίνεται δυναμική ανάλυση του πρώτου και του τρίτου συστήματος χρησιμοποιούνται δεδομένα για την Αθήνα ($37^{\circ}59'N$, $23^{\circ}44'E$). Σύμφωνα με τα πρότυπα της ASHRAE η 21^η ημέρα είναι η πιο αντιπροσωπευτική για κάθε μήνα. Ο υπολογισμός της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στους συλλέκτες και της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος για τη συγκεκριμένη περιοχή και για την 21^η ημέρα κάθε μήνα προϋποθέτει, τον υπολογισμό της ηλιακής απόκλισης (δ) και στη συνέχεια της διάρκειας της ημέρας (N) που δίνονται από τις σχέσεις (2.5) και (2.10), αντίστοιχα. που αναφέρθηκαν στο Κεφάλαιο 2. Στο σημείο αυτό σημειώνεται ότι η προσπίπτουσα ακτινοβολία και η θερμοκρασία περιβάλλοντος δίνεται για όλους τους μήνες, παρόλο που η δυναμική ανάλυση γίνεται από τον Απρίλιο έως τον Οκτώβριο (περίοδος που απαιτείται κλιματισμός), για λόγους πληρότητας.

Η προσπίπτουσα ακτινοβολία στους συλλέκτες κάθε χρονική στιγμή δίνεται από τη σχέση [4.10]:

$$G_T = \frac{\pi \cdot H_T \cdot 10^3}{2 \cdot N} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t_h}{N}\right), \quad (4.54)$$

,όπου H_T (kWh) η ημερήσια ακτινοβολία, N η διάρκεια της ημέρας όπως έχει ήδη αναφερθεί και t_h μια χρονική παράμετρος που παίρνει τιμές από 0 έως N .

Η θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της ημέρας προκύπτει από την εξίσωση [4.11]:

$$T_{am} = T_{am,m} + \frac{DR}{2} \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{t_h - \frac{N}{2} - 2}{24}\right), \quad (4.55)$$

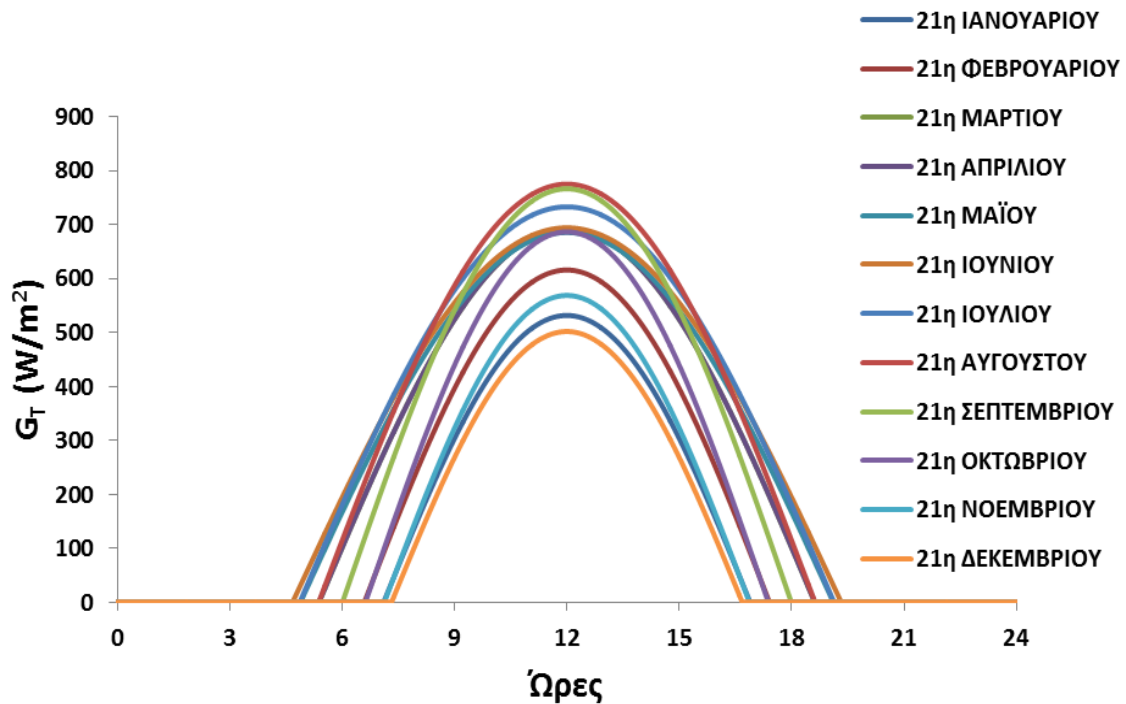
,όπου $T_{am,m}$ η μέση θερμοκρασία της 21^{ης} ημέρας του μήνα και DR η αντίστοιχη διακύμανση της θερμοκρασίας.

Η ημερήσια ακτινοβολία H_T για την 21^η κάθε μήνα, για την Αθήνα δίνεται στον πίνακα που ακολουθεί. Στον ίδιο πίνακα δίνεται η μέγιστη στιγμιαία ακτινοβολία $G_{T,max}$, η ηλιακή απόκλιση δ , η διάρκεια της ημέρας N, η μέση θερμοκρασία του μήνα και η θερμοκρασιακή διακύμανση.

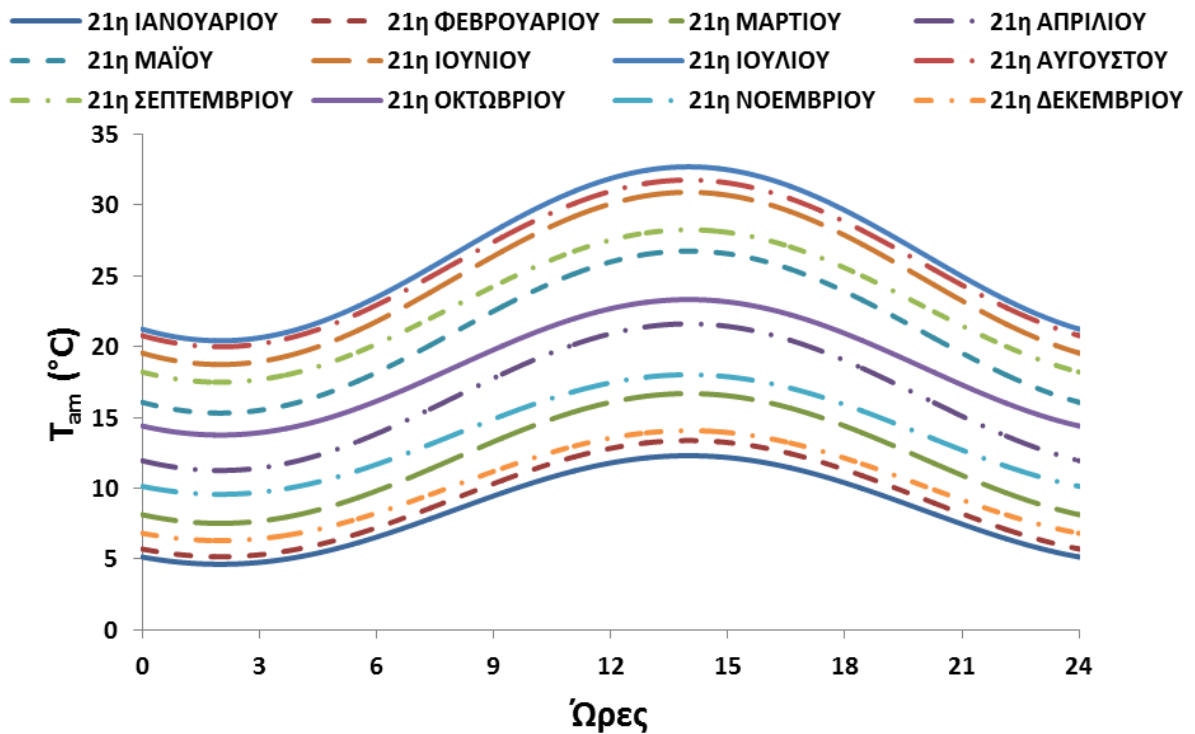
Πίνακας 4.1 Καιρικά δεδομένα για την 21^η ημέρα κάθε μήνα [4.12,4.13]

Μήνας	H_T (kWh/m ²)	$G_{T,max}$ (W/m ²)	Day (-)	δ (°)	N (h)	$T_{am,m}$ (°C)	DR (°C)
Ιανουάριος	3.308	531.3	21	-20.14	9.78	8.46	7.67
Φεβρουάριος	4.236	615.6	52	-11.23	10.81	9.26	8.21
Μάρτιος	5.161	675.5	81	0.00	12.00	12.10	9.17
Απρίλιος	5.829	692.1	111	11.58	13.23	16.43	10.36
Μάιος	6.202	385.1	141	20.14	14.22	21.03	11.45
Ιούνιος	6.466	693.8	172	23.45	14.64	24.82	12.17
Ιούλιος	6.649	732.4	202	20.44	14.26	26.56	12.29
Αύγουστος	6.533	774.5	233	11.75	13.25	25.88	11.78
Σεπτέμβριος	5.842	766.0	264	-0.20	11.98	22.87	10.77
Οκτώβριος	4.697	686.3	294	-11.75	10.75	18.54	9.57
Νοέμβριος	3.525	568.5	325	-20.44	9.74	13.79	8.45
Δεκέμβριος	2.988	501.4	355	-23.45	9.36	10.18	7.77

Το διαγράμματα που ακολουθούν απεικονίζουν τη μεταβολή της ακτινοβολίας και της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της 21^{ης} ημέρας κάθε μήνα.



Εικόνα 4.4 Προσπίπτουσα ακτινοβολία κατά τη διάρκεια της 21^{ης} ημέρας κάθε μήνα



Εικόνα 4.5 Θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της 21^{ης} ημέρας κάθε μήνα

4.5 Επικύρωση του μαθηματικού μοντέλου εγχυτήρα

Η επικύρωση της μοντελοποίησης του εγχυτήρα γίνεται με βάση τα αποτελέσματα των βιβλιογραφικών πηγών [4.14,4.15]. Για την επικύρωση χρησιμοποιείται το ψυκτικό υποσύστημα του πρώτου συστήματος για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται η ίδια ονοματολογία. Οι βαθμοί απόδοσης που χρησιμοποιούνται είναι: $\eta_{mn} = 0.70$, $\eta_m = 0.80$, $\eta_d = 0.80$ και για την αντλία $\eta_{pu} = 1$ [4.14,4.15]. Ο Πίνακας 4.2 παρουσιάζει τα αποτελέσματα της διαδικασίας επικύρωσης σε κάθε σημείο του συστήματος με εργαζόμενο μέσο το νερό. Είναι φανερό πως η απόκλιση των ιδιοτήτων είναι εξαιρετικά χαμηλή. Εκτός αυτών, σύμφωνα με την πηγή [4.14] ο λόγος ανάμειξης (μ) είναι ίσος με 0.5680 και συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη (COP_{sys}) με 0.5140, ενώ σύμφωνα με την παρούσα μοντελοποίηση προκύπτουν 0.5695 και 0.5152, αντίστοιχα. Τα αποτελέσματα αυτά αποδεικνύουν την υψηλή ακρίβεια του μοντέλου, επομένως θεωρείται αξιόπιστο για χρήση στην παρούσα εργασία.

Πίνακας 4.2 Αποτελέσματα επικύρωσης με την πηγή [4.15] με εργαζόμενο μέσο νερό

Σημεία	Βιβλιογραφία				Παρών Μοντέλο				Απόκλιση (%)			
	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	m (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	m (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	m (kg/s)
1	158.87	600.0	2743	0.0764	158.9	600.0	2757	0.0757	0.02	0.00	0.51	0.89
2	89.710	10.08	2655	0.1198	89.91	10.09	2668	0.1188	0.22	0.10	0.49	0.83
3	46.000	10.08	194.4	0.1198	46.00	10.09	192.6	0.1188	0.00	0.10	0.93	0.83
4	46.020	600.0	195.0	0.0764	46.02	600.0	193.2	0.0757	0.00	0.00	0.92	0.89
5	6.0000	0.930	194.4	0.0434	6.000	0.9354	192.6	0.0431	0.00	0.58	0.93	0.65
6	6.0000	0.930	2500	0.0434	6.000	0.9354	2512	0.0431	0.00	0.58	0.48	0.65

4.6 Χρησιμοποιούμενα λογισμικά

Στην παρούσα εργασία γίνεται μελέτη των συστημάτων σε μόνιμες και σε δυναμικές συνθήκες. Στην περίπτωση που εξετάζονται σε μόνιμη κατάσταση, οι αντίστοιχες εξισώσεις που αναπτύχθηκαν στα υποκεφάλαια 4.1, 4.2, 4.3 επιλύονται με τη χρήση του λογισμικού EES (Engineering Equation Solver). Το EES δίνει τη δυνατότητα για βελτιστοποίηση μονοπαραμετρική και πολυπαραμετρική. Στις εξεταζόμενες περιπτώσεις όπου η βελτιστοποίηση είναι μονοπαραμετρική επιλέγεται να γίνει με την Αναζήτηση Χρυσής Τομής (Golden Section Search), ενώ όπου η βελτιστοποίηση είναι πολυπαραμετρική επιλέγεται να γίνει με τη Μέθοδο Συζυγών Κατευθύνσεων (Conjugate Direction Method). Για την εξέταση σε δυναμικές-χρονομεταβαλλόμενες συνθήκες επιλύονται οι εξισώσεις που μοντελοποιούν τη λειτουργία των ηλιακών συλλεκτών και του δοχείου αποθήκευσης. Το ψυκτικό υποσύστημα δεν επηρεάζεται από τις μεταβολές γιατί επιλέγεται ο συντελεστής συμπεριφοράς του (COP_{ch}) να είναι σταθερός. Η επίλυση των εξισώσεων αυτών επιλέχθηκε να γίνει με πρόγραμμα που αναπτύχθηκε σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran. Ο λόγος που έγινε αυτή η επιλογή είναι ότι διευκολύνονται οι επαναληπτικές διαδικασίες που απαιτούνται.

Βιβλιογραφία 4^{ου} Κεφαλαίου

[4.1]E. Bellos, C. Tzivanidis, "Optimum design of a solar ejector refrigeration system for various operating scenarios", *Energy Conversion and Management*, vol. 154, pp. 11-24, 2017.

[4.2]Twt.mpei.ac.ru, 2018. [Online]. Διαθέσιμο: <http://twt.mpei.ac.ru/tthb/hedh/htf-vp1.pdf>. [Πρόσβαση: 26- Μαΐου- 2018].

[4.3]J. Duffie, W. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*. New York: Wiley, 2013.

[4.4]J. Wang, Y. Dai, Z. Sun, "A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle", *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no. 6, pp. 1186-1194, 2009.

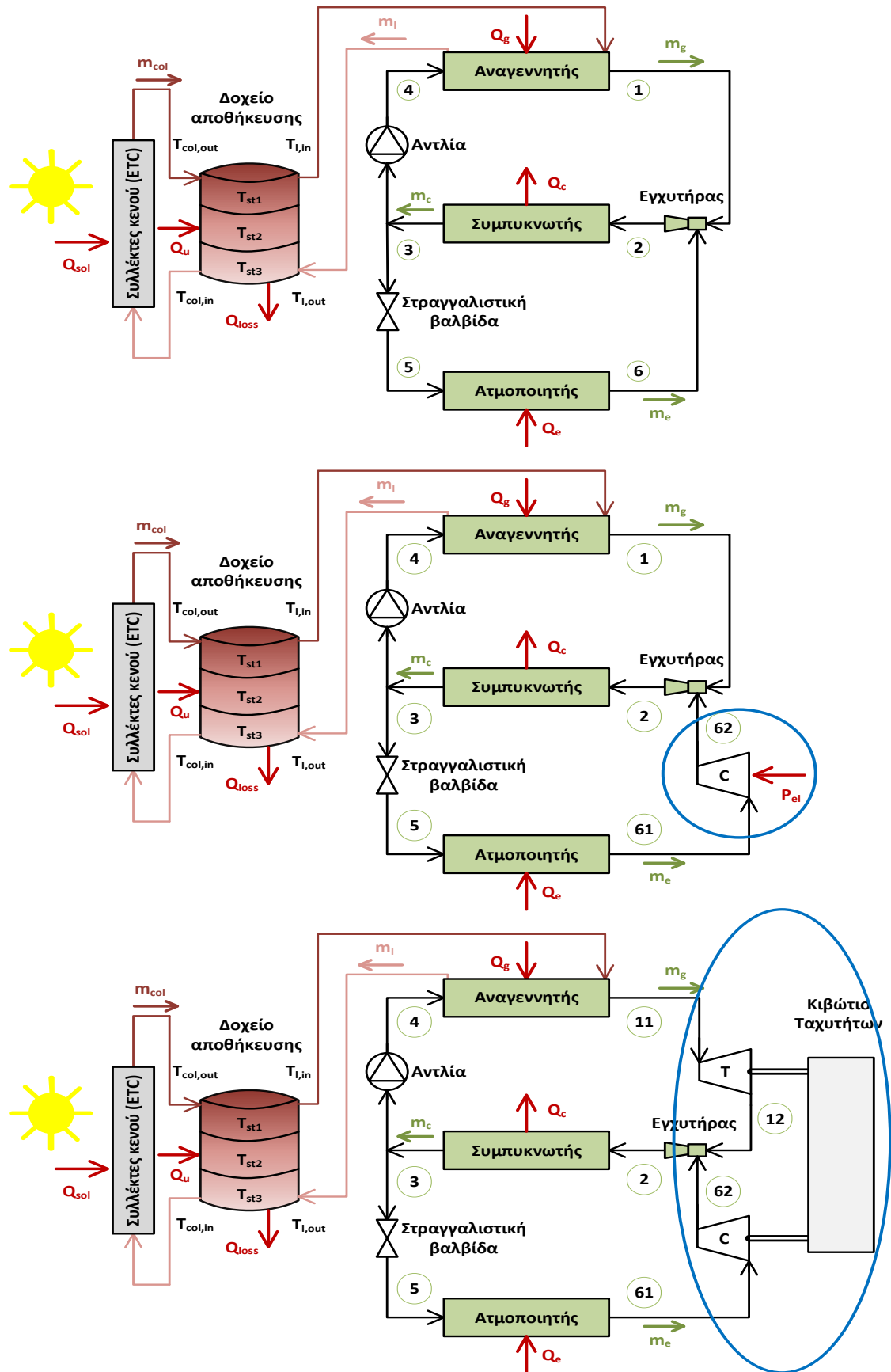
[4.5]F. Liu, E. Groll, "Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles", *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, no. 2, pp. 360-370, 2013.

- [4.6]E. Bellos, C. Tzivanidis, K. Antonopoulos, "Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system", *Energy Conversion and Management*, vol. 123, pp. 453-461, 2016.
- [4.7]E. Bellos, C. Tzivanidis, K. Antonopoulos, "Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types", *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, pp. 749-759, 2016.
- [4.8]E. Bellos, C. Tzivanidis, K. Moschos, K. Antonopoulos, "Energetic and financial evaluation of solar assisted heat pump space heating systems", *Energy Conversion and Management*, vol. 120, pp. 306-319, 2016.
- [4.9]R. Petela, "Exergy of undiluted thermal radiation", *Solar Energy*, vol. 74, no. 6, pp. 469-488, 2003.
- [4.10]V. Belessiotis, E. Mathioulakis, E. Papanicolaou, "Theoretical formulation and experimental validation of the input–output modeling approach for large solar thermal systems", *Solar Energy*, vol. 84, no. 2, pp. 245-255, 2010.
- [4.11]E. Bellos, C. Tzivanidis, C. Symeou, K. Antonopoulos, "Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach", *Energy Conversion and Management*, vol. 137, pp. 34-48, 2017.
- [4.12]D. Kouremenos, K. Antonopoulos, E. Domazakis, "Solar radiation correlations for the Athens, Greece, area", *Solar Energy*, vol. 35, no. 3, pp. 259-269, 1985.
- [4.13]D. Kouremenos, K. Antonopoulos, S. Doulgerakis, "Direct and diffuse solar radiation correlations for tilted surfaces in Athens, Greece", *Solar Energy*, vol. 38, no. 3, pp. 203-217, 1987.
- [4.14]G. Alexis, "Exergy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid", *International Journal of Energy Research*, vol. 29, no. 2, pp. 95-105, 2005.
- [4.15]G. Alexis, E. Rogdakis, "A verification study of steam-ejector refrigeration model", *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 1, pp. 29-36, 2003.
- [4.16]O. Brunin, M. Feidt, B. Hivet, "Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump", *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, no. 5, pp. 308-318, 1997.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Το πρώτο σύστημα μελετάται αρχικά σε μόνιμη κατάσταση για προσπίπτουσα ακτινοβολία στους συλλέκτες (G_T) ίση με 1000 W/m^2 για διάφορα ψυκτικά μέσα (R141b, R123, R245fa, R600a που είναι τα αποδοτικότερα σύμφωνα με την πηγή [5.1]) και για διάφορους συνδυασμούς θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) έχει εύρος από -20°C έως 10°C , ενώ η θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c) από 30°C έως 50°C . Στόχος είναι η βελτιστοποίηση του συντελεστή συμπεριφοράς του συνολικού συστήματος (COP_{sys}) στις εκάστοτε συνθήκες με μεταβλητές τη θερμοκρασία του αναγεννητή (T_g) και την πίεση στον εγχυτήρα (ΔP). Η βελτιστοποίηση του COP_{sys} επιφέρει ταυτόχρονα βελτιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος (η_{ex}). Ακόμη, η επίλυση επαναλαμβάνεται για ακτινοβολία από 500 W/m^2 έως 1000 W/m^2 και σταθερή T_c ίση με 40°C για το βέλτιστο ψυκτικό μέσο. Μετά την επίλυση του συστήματος για τη μόνιμη κατάσταση γίνεται επίλυση σε χρονομεταβαλλόμενες συνθήκες για την 21^η ημέρα των μηνών Απριλίου έως Οκτωβρίου για την περιοχή της Αθήνας. Στην περίπτωση αυτή γίνεται επιλογή θερμοκρασίας ατμοποίησης 0°C , θερμοκρασίας συμπύκνωσης 40°C και εργαζόμενου μέσου εκείνου με το υψηλότερο COP_{sys} για αυτές τις συνθήκες σε μόνιμη κατάσταση λειτουργίας, καθώς και της αντίστοιχης θερμοκρασίας αναγεννητή (T_g). Κατά την επίλυση γίνεται η θεώρηση ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη (COP_{ch}) παραμένει σταθερός και ότι η μεταβολή των συνθηκών επηρεάζει μόνο το ηλιακό υποσύστημα. Στο σημείο αυτό πρέπει να προστεθεί ότι η επίλυση γίνεται κατά το χρονικό διάστημα της ημέρας που υπάρχει ηλιακή ακτινοβολία καθώς και ότι η θερμοκρασία του θερμικού ελαίου στο δοχείο αποθήκευσης κατά την έναρξη ύπαρξης ακτινοβολίας είναι ίση με αυτή του αναγεννητή. Το χρονικό βήμα (Δt) για την επίλυση λαμβάνεται ίσο με 10 s το οποίο προκύπτει ότι είναι ικανοποιητικό για την προσομοίωση της εξέλιξης του φαινομένου.

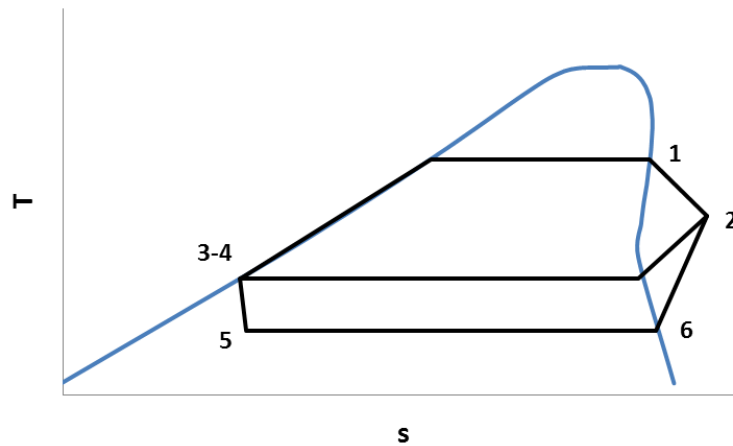
Βελτίωση του πρώτου συστήματος αποτελεί το δεύτερο με την προσθήκη του συμπιεστή. Η ανάλυση που ακολουθείται για αυτό το σύστημα είναι ίδια με του πρώτου και εφαρμόζεται για διαφορετικές τιμές της αδιάστατης μεταβλητής b . Από τον ορισμό του b προκύπτει ότι όταν παίρνει την τιμή 0 υπάρχει ταύτιση με το πρώτο σύστημα, ενώ όταν παίρνει την τιμή 1 με το τυπικό σύστημα ψύξης με συμπίεση ατμού. Από την ανάλυση αυτή εξαιρείται η επίλυση σε δυναμικές συνθήκες. Λόγω της κατανάλωσης ισχύος από εξωτερική πηγή για την κίνηση του συμπιεστή στο δεύτερο σύστημα, εξετάζεται η περίπτωση προσθήκης στρόβιλου για την παραγωγή του απαιτούμενου για την κίνηση του συμπιεστή έργου. Το σύστημα αυτό είναι το τρίτο, όπου ο στρόβιλος χρησιμοποιεί τον κορεσμένο ατμό που έχει παραχθεί στον αναγεννητή και η έξοδος του αποτελεί στη συνέχεια την κύρια ροή του εγχυτήρα. Σε αυτό το σύστημα μελετάται η ύπαρξη βέλτιστου ΔP στον εγχυτήρα και γίνεται βελτιστοποίηση του Q_e (ισοδύναμο με τη βελτιστοποίηση του COP_{sys} γιατί το Q_{sol} είναι σταθερό) ως προς την αδιάστατη μεταβλητή a , δηλαδή την πίεση εισόδου στο στρόβιλο που ισοδυναμεί με την πίεση του αναγεννητή. Τα εξαρτήματα που προστίθενται σε κάθε σύστημα φαίνονται κυκλωμένα στην Εικόνα 5.1.



Εικόνα 5.1 Σύγκριση σχημάτων των τριών μελετώμενων συστημάτων

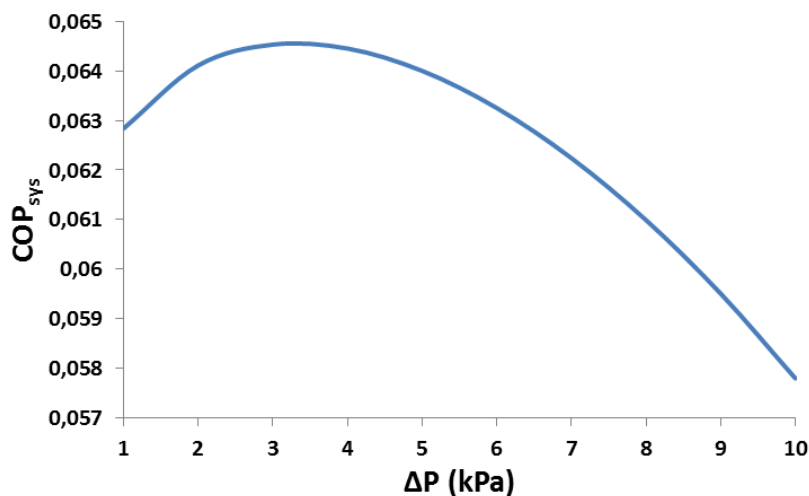
5.1 Πρώτο σύστημα - Τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα

Το πρώτο σύστημα όπως έχει αναφερθεί αποτελείται από το ηλιακό υποσύστημα που διαθέτει τους ηλιακούς συλλέκτες και το δοχείο αποθήκευσης, και το ψυκτικό υποσύστημα που απαρτίζεται από έναν αναγεννητή, ένα συμπυκνωτή, ένα ατμοποιητή, έναν εγχυτήρα, μία αντλία και μία στραγγαλιστική βαλβίδα που συνδέονται όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.1 και 5.1. Στην Εικόνα 5.2 παρουσιάζεται σε διάγραμμα T-s ο κύκλος που ακολουθεί το ψυκτικό μέσο και οι καταστάσεις που αυτό βρίσκεται μετά από κάθε συσκευή.

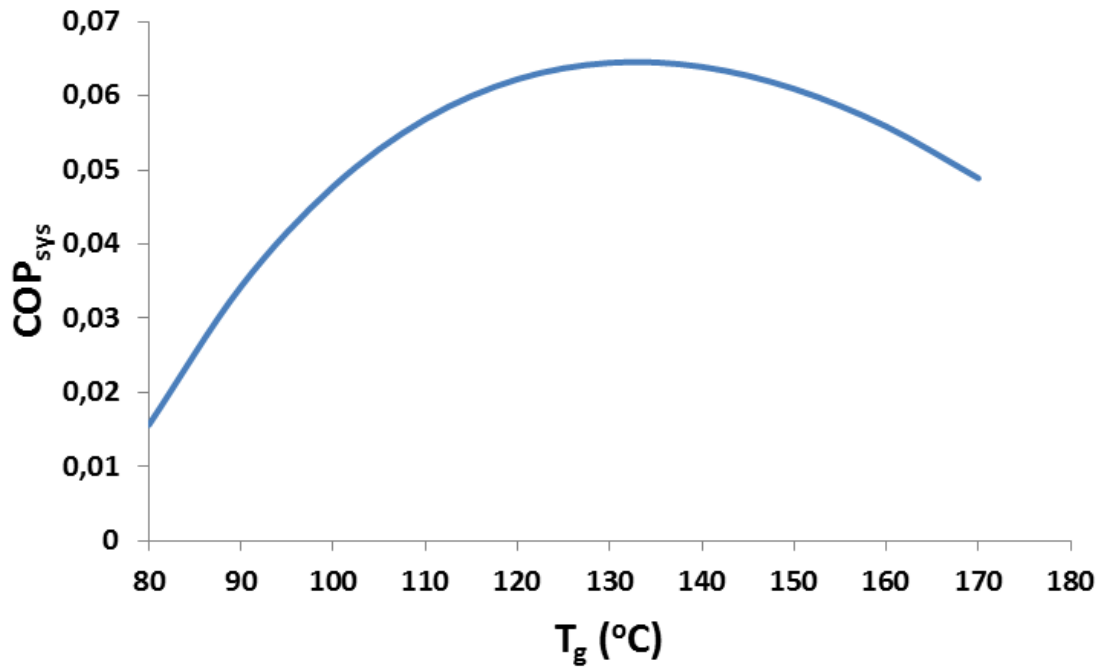


Εικόνα 5.2 Διάγραμμα T-s για τον κύκλο του ψυκτικού μέσου του πρώτου συστήματος

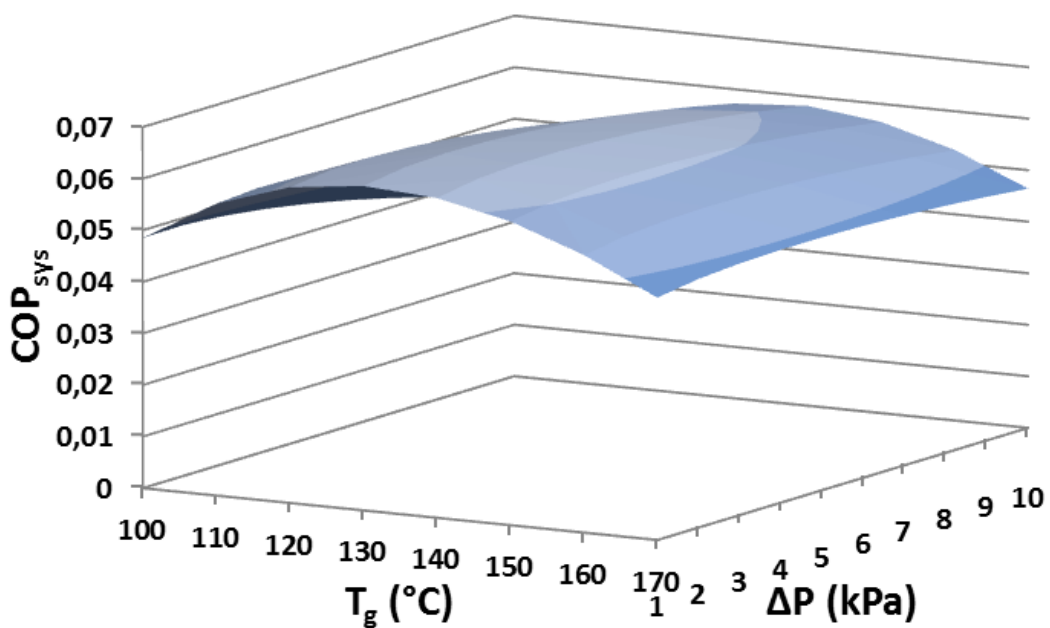
Στις Εικόνες 5.3, 5.4 και 5.5 δίνονται διαγράμματα που δείχνουν την ύπαρξη βέλτιστου σημείου σχεδίασης του συστήματος ως προς το συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (COP_{sys}) με μεταβλητές την πτώση πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP) και τη θερμοκρασία του αναγεννητή (T_g) λαμβάνοντας ως εργαζόμενο μέσο το R141b το οποίο είναι το αποδοτικότερο όπως θα αποδειχθεί στη συνέχεια..



Εικόνα 5.3 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP) για $T_e=0^\circ C$, $T_c=40^\circ C$, $T_g=132.8^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



Εικόνα 5.4 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της θερμοκρασίας του αναγεννητή (T_g) για $T_e=0^\circ C$, $T_c=40^\circ C$, $\Delta P=3.3$ kPa και ψυκτικό μέσο R141b

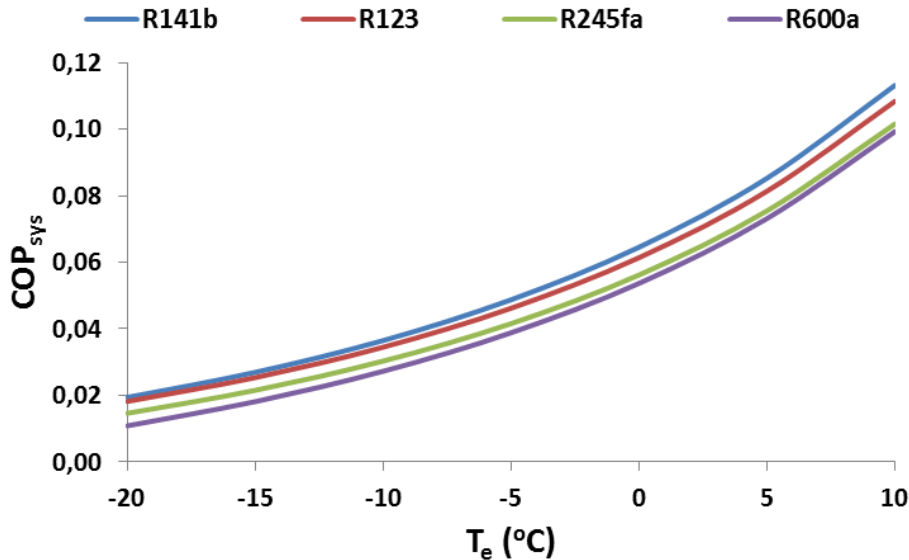


Εικόνα 5.5 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) για διάφορες πτώσεις πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP) και θερμοκρασίες αναγεννητή (T_g) με $T_e=0^\circ C$, $T_c=40^\circ C$ (ψυκτικό μέσο R141b)

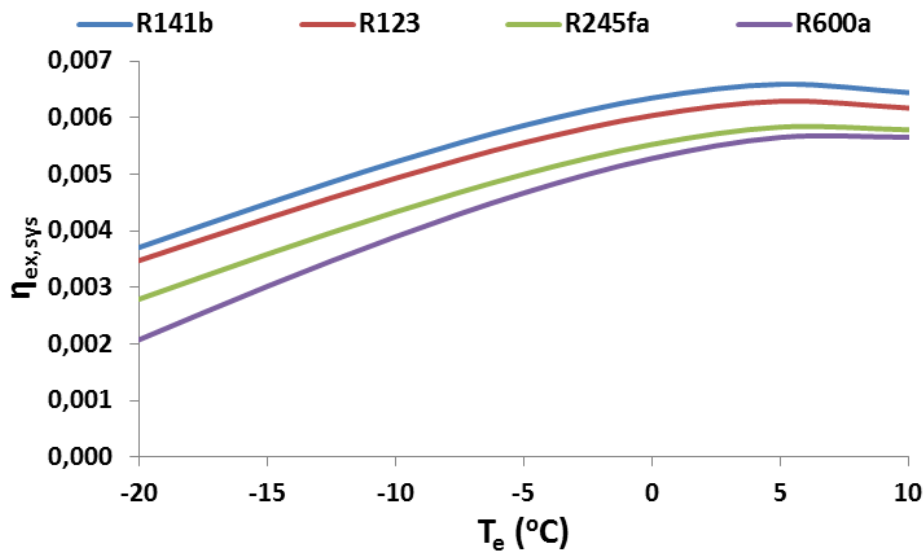
Τα διαγράμματα των Εικόνων 5.3, 5.4 και 5.5 δείχνουν ξεκάθαρα την ύπαρξη βέλτιστου ΔP και T_g ξεχωριστά αλλά και σε συνδυασμό. Ο λόγος που υπάρχει βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή είναι ότι από τη μία πλευρά η υψηλή θερμοκρασία

αναγεννητή αυξάνει την απόδοση του ψυκτικού αποτελέσματος λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας πρόσδοσης ενέργειας, ενώ από την άλλη η υψηλή αυτή θερμοκρασία επιφέρει περισσότερες θερμικές απώλειες στο συλλέκτη. Αυτά τα δύο αντικρουόμενα φαινόμενα οδηγούν στην ύπαρξη βέλτιστης θερμοκρασίας (T_g) [5.1].

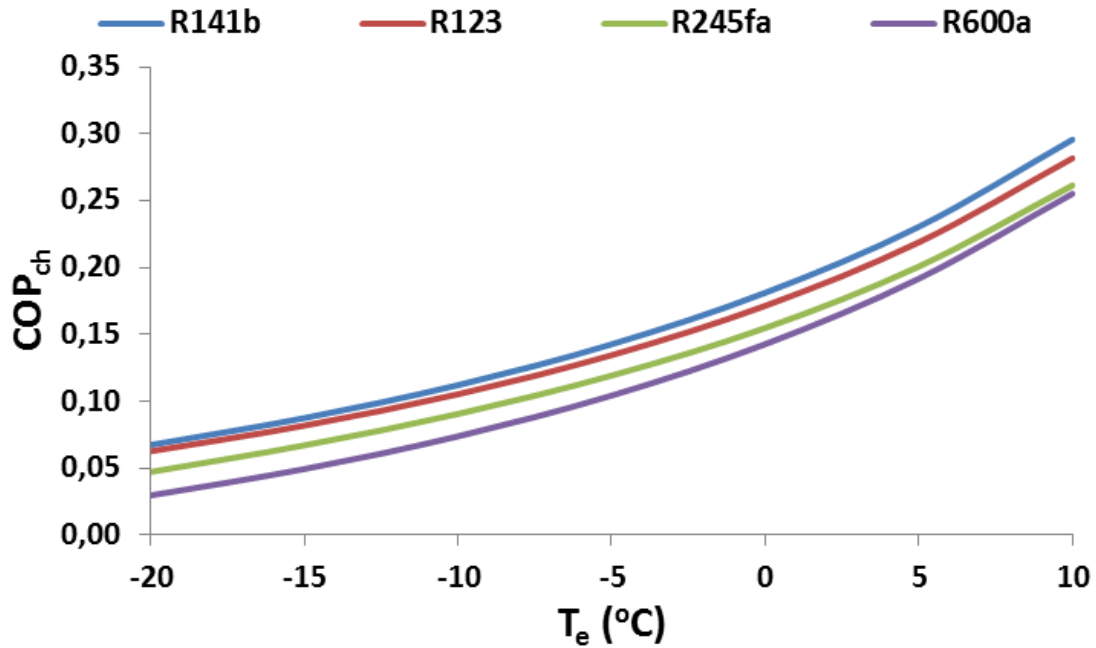
Στις Εικόνες 5.6-5.8 παρουσιάζονται για θερμοκρασία συμπυκνωτή (T_c) ίση με 40°C , τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (COP_{sys}), του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος ($\eta_{\text{ex,sys}}$) και του συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη (COP_{ch}), αντίστοιχα, συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης για τα τέσσερα ψυκτικά μέσα που εξετάστηκαν.



Εικόνα 5.6 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα και θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$



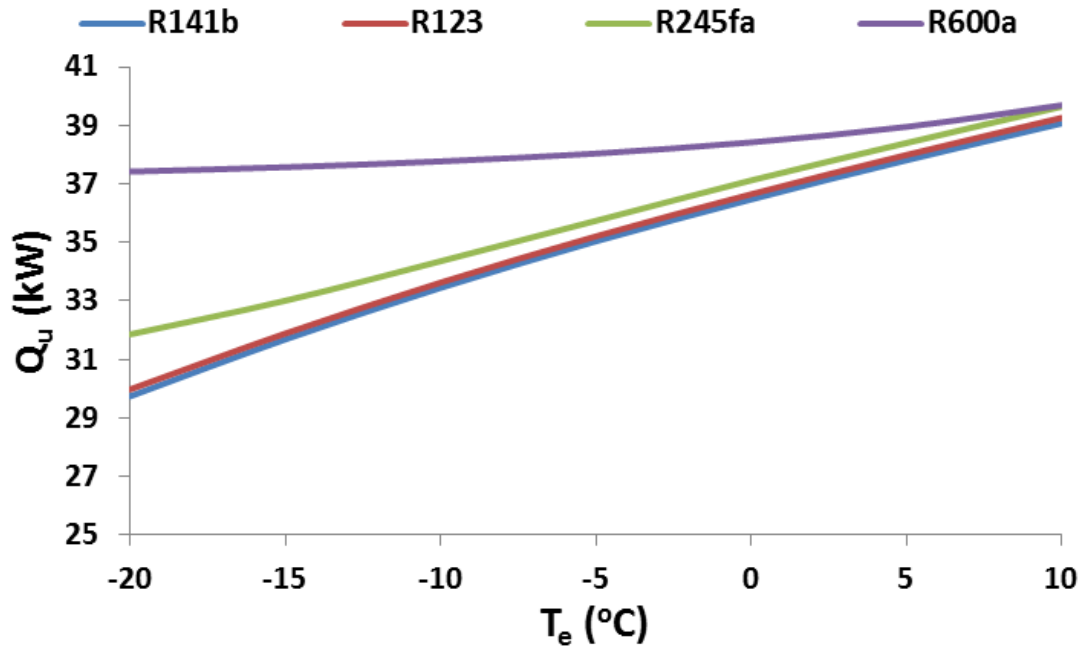
Εικόνα 5.7 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{\text{ex,sys}}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα και θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$



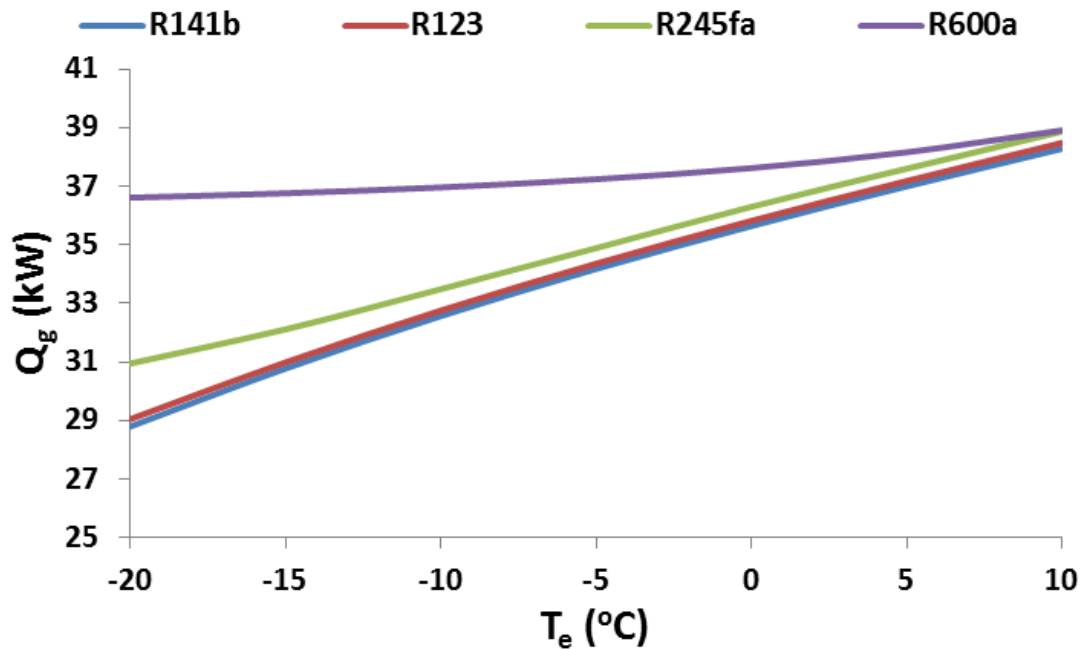
Εικόνα 5.8 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα και θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$

Είναι φανερό ότι την καλύτερη απόδοση σε όλες τις θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e) και στα τρία διαγράμματα έχει το R141b, ακολουθεί το R123, το R245fa και το R600a. Οι καμπύλες των συντελεστών συμπεριφοράς παρουσιάζουν αύξηση καθώς αυξάνει η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) όπως αναμενόταν καθώς η παραγωγή ψύξης είναι ευκολότερη σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Αντίθετα, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) αυξάνει μέχρι τη θερμοκρασία των $5^\circ C$ όπου παρουσιάζει μέγιστο και στη συνέχεια εμφανίζει ελάχιστη μείωση. Αυτό αιτιολογείται από το γεγονός ότι ο δεύτερος όρος της εξίσωσης (4.36) μειώνεται με τη αύξηση της T_e και η μείωση αυτή μπορεί να αντισταθμίσει ή ακόμη και να υπερκαλύψει την αύξηση του πρώτου όρου της εξίσωσης, δηλαδή της ψυκτικής ισχύος (Q_e). Παρατηρούνται, επίσης, ιδιαίτερα χαμηλές τιμές των συντελεστών συμπεριφοράς και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης που σημαίνει ότι παρέχεται μικρή ποσότητα ψύξης σε σχέση με την διατιθέμενη ηλιακή ενέργεια, η οποία όμως είναι εκμεταλλεύσιμη συνεχώς χωρίς να απαιτηθεί επιπλέον κόστος πέρα από αυτό της απόκτησης των συλλεκτών. Για την τυπική θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) των $0^\circ C$ το COP_{sys} , το $\eta_{ex,sys}$ και το COP_{ch} παίρνει την τιμή 0.065, 0.0064 και 0.18, αντίστοιχα.

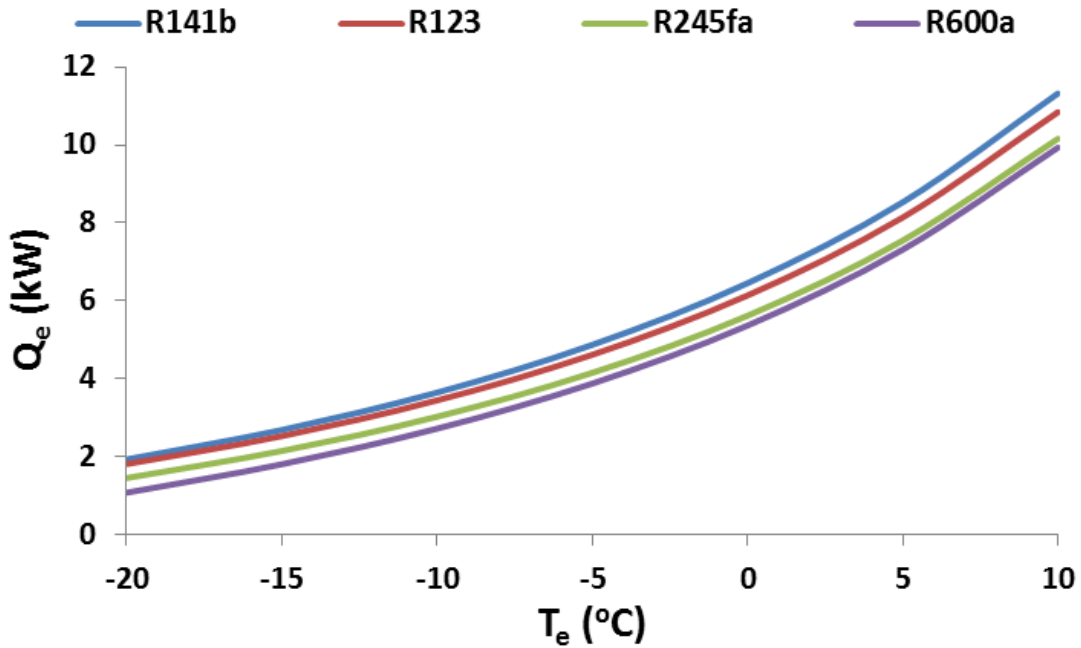
Ακολουθεί η Εικόνα 5.9, 5.10 και 5.11 που παρουσιάζει την ωφέλιμη θερμότητα που παραλαμβάνει το θερμικό έλαιο από τους συλλέκτες (Q_u), της θερμότητας που προσδίδεται στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) και της ψυκτικής ισχύος του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για τα τέσσερα ψυκτικά μέσα.



Εικόνα 5.9 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα και θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$



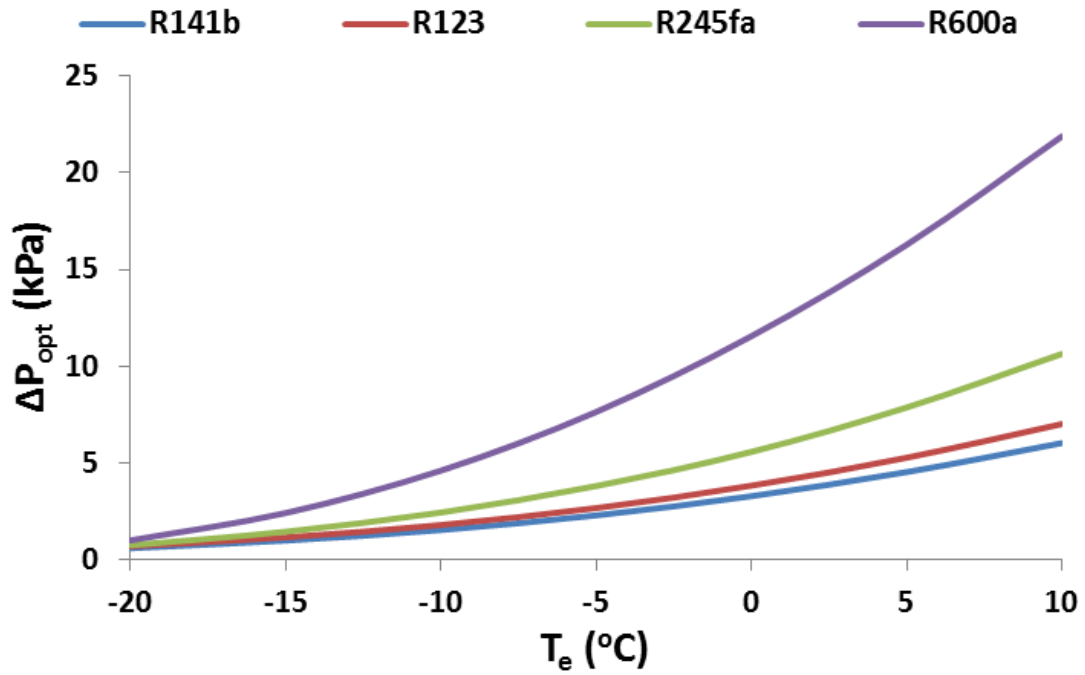
Εικόνα 5.10 Θερμότητα προδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα και θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$



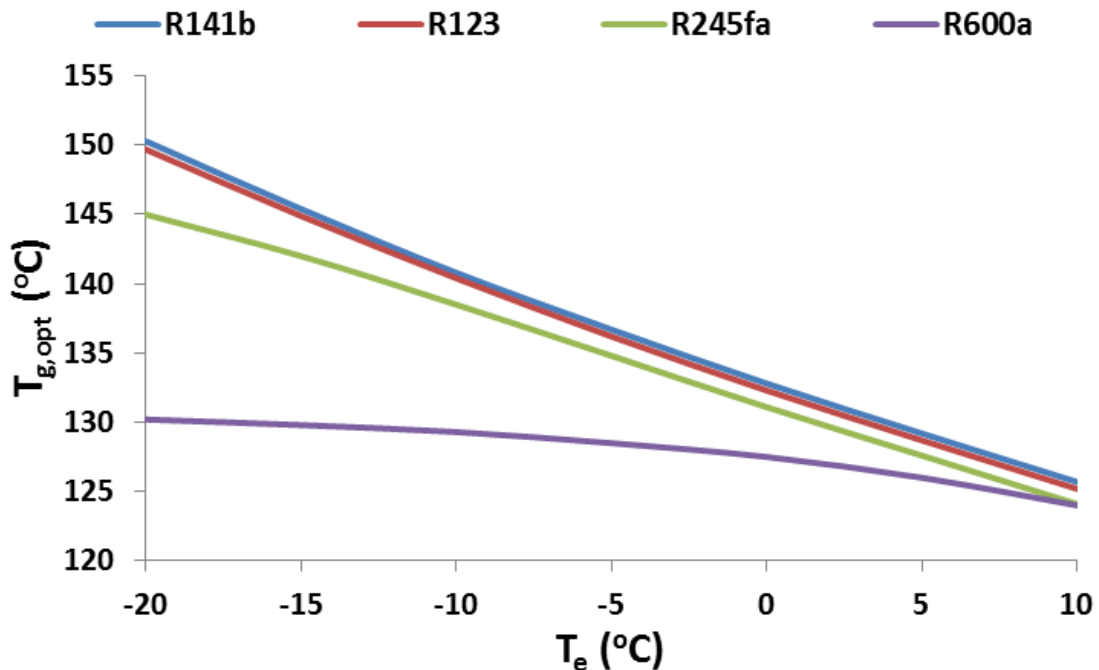
Εικόνα 5.11 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα και θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$

Τα διαγράμματα της ωφέλιμης θερμότητας (Q_u) και της θερμότητας που προσδίδεται στον αναγεννητή (Q_g) εμφανίζουν παρόμοια συμπεριφορά ενώ η μικρή διαφορά των τιμών τους οφείλεται στις απώλειες του δοχείου αποθήκευσης. Στις δυο αυτές θερμότητες εμφανίζεται μια ελαφριά αύξηση με την ταυτόχρονη αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e). Στην περίπτωση του ψυκτικού μέσου R600a η αύξηση είναι πολύ μικρή σε σύγκριση με τα υπόλοιπα μέσα, όμως, παρουσιάζει τα υψηλότερα ποσά θερμότητας. Μετά ακολουθεί το R245fa, το R123 και το R141b, με τα δύο τελευταία σχεδόν να ταυτίζονται. Παρατηρείται, ακόμη, ότι οι καμπύλες των ψυκτικών μέσων συγκλίνουν συνεχώς με την αύξηση της θερμοκρασίας T_e . Στο σημείο αυτό σημειώνεται ότι η συμπεριφορά του Q_u είναι όμοια με αυτή του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών (η_{col}) όπως φαίνεται από την εξίσωση (4.13), καθώς η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια (Q_{sol}) είναι σταθερή και ίση με 100 kW. Στο διάγραμμα της ψυκτικής ισχύος (Q_e) φαίνεται πως το R141b μπορεί να παραγάγει την περισσότερη ψύξη και ακολουθούν το R123, το R245fa και το R600a. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι το R141b για T_e ίση με 0°C παράγει 6.5 kW ψυκτικής ισχύος. Όπως αναμένεται υπάρχει αύξηση της ψυκτικής ισχύος με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) καθώς είναι ευκολότερο να παραχθεί σε υψηλότερες θερμοκρασίες.

Τα διαγράμματα των Εικόνων 5.12 και 5.13 δείχνουν τη συμπεριφορά των μεταβλητών που βελτιστοποιούν το σύστημα, δηλαδή, της πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP) και της θερμοκρασίας του αναγεννητή (T_g) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για τα τέσσερα μελετώμενα ψυκτικά μέσα.



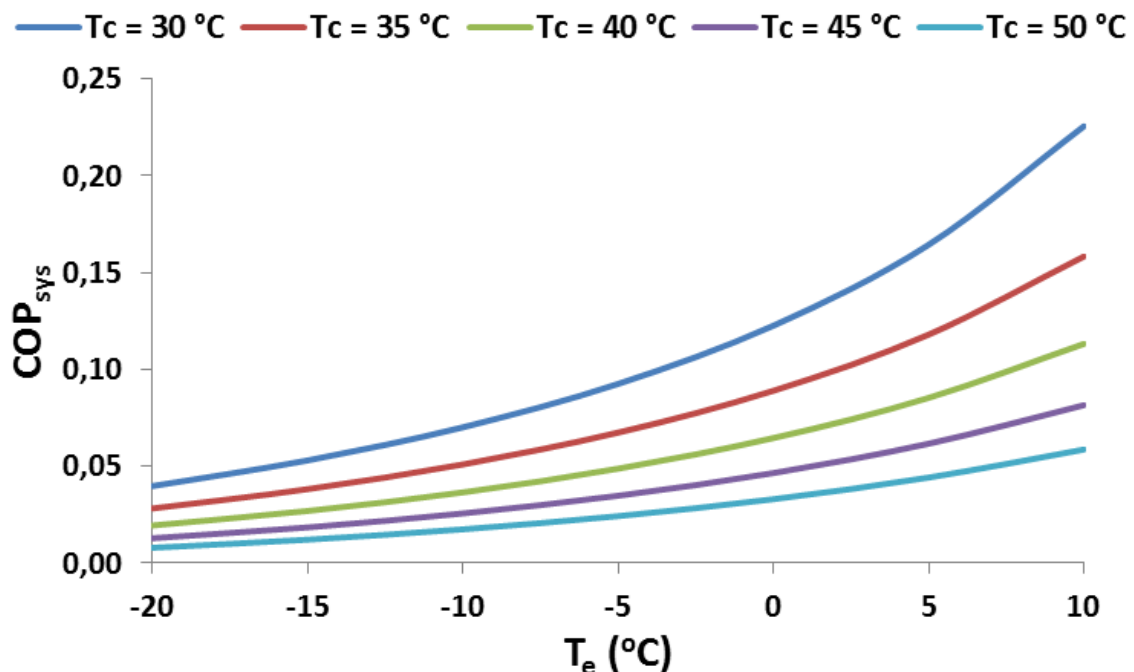
Εικόνα 5.12 Βέλτιστη πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα και θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$



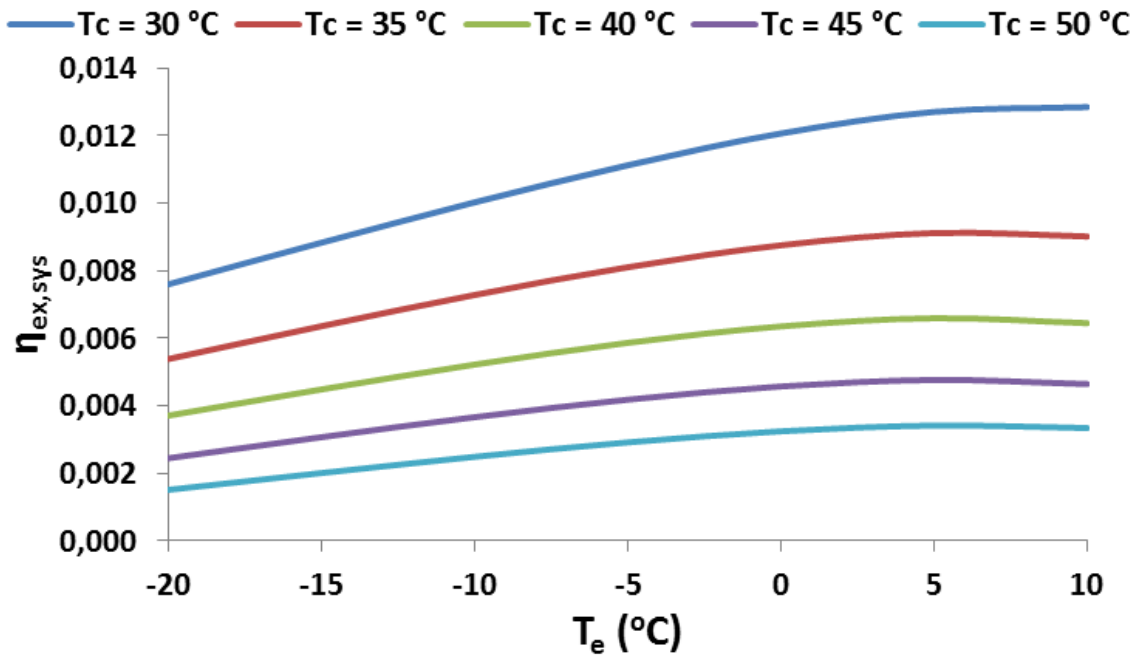
Εικόνα 5.13 Βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή ($T_{g,opt}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα και θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$

Όπως φαίνεται στο διάγραμμα της βέλτιστης πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) οι καμπύλες για τα τέσσερα ψυκτικά μέσα συγκλίνουν καθώς μειώνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) και αποκλίνουν καθώς αυτή αυξάνεται, ενώ ταυτόχρονα όλες αυξάνουν με την αύξησή της. Η κατάταξή τους κατά φθίνουσα τιμή είναι: R600a, R245fa, R123 και R141b. Αντίθετα, οι καμπύλες της βέλτιστης θερμοκρασίας ($T_{g,opt}$) αποκλίνουν για χαμηλές θερμοκρασίες και συγκλίνουν για τις υψηλότερες. Υψηλότερες θερμοκρασίες αναγεννητή εμφανίζει το R141b, του οποίου η καμπύλη δεν διαφέρει πολύ από αυτή του R123 και ακολουθεί το R245fa και το R600a. Σημειώνεται ότι η μεταβολή για το R600a καθώς μεταβάλλεται η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) είναι πολύ μικρότερη από αυτή των άλλων μέσων. Επιπλέον, παρατηρείται ότι το διάγραμμα της βέλτιστης θερμοκρασίας του αναγεννητή ($T_{g,opt}$) παρουσιάζει αντίστροφη συμπεριφορά από αυτή της θερμότητας (Q_g) το οποίο είναι λογικό καθώς σε υψηλότερη T_g είναι δυσκολότερο να προσδοθεί θερμότητα. Για θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) ίση με 0°C οι αντίστοιχες τιμές του ΔP_{opt} και $T_{g,opt}$ είναι 3.3 kPa και 132.8°C .

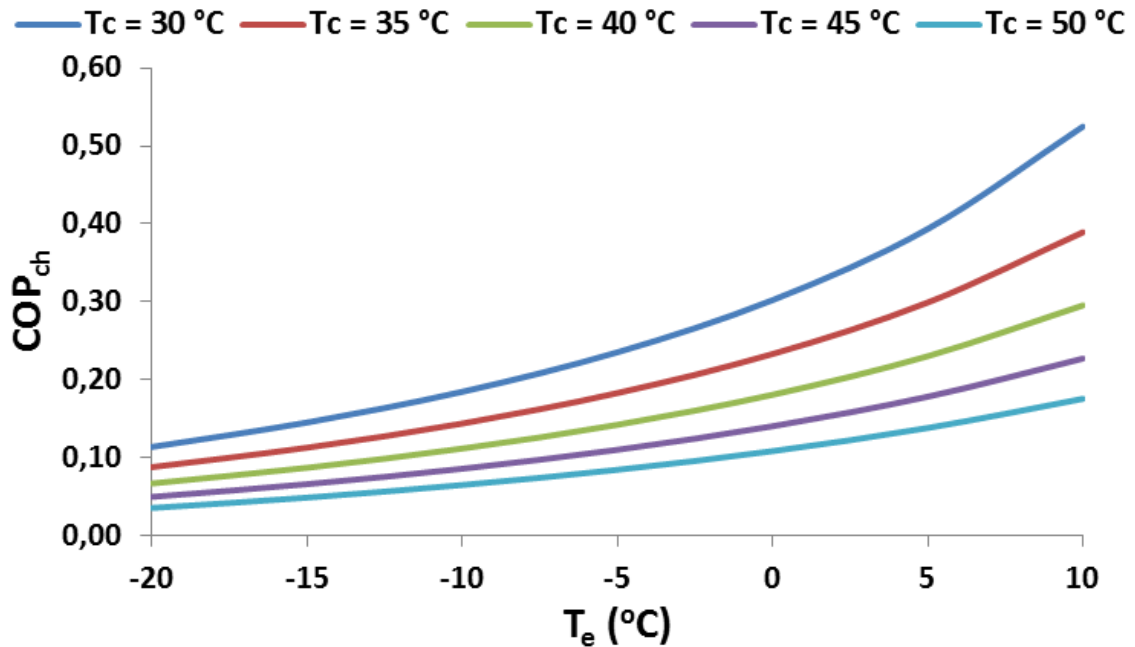
Το πιο αποδοτικό ψυκτικό μέσο σύμφωνα με την Εικόνα 5.6 είναι το R141b, όπως ήδη αναφέρθηκε. Για το λόγο αυτό επιλέγεται αυτό για να αναλυθεί η συμπεριφορά του συστήματος για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης. Η βελτιστοποίηση του συστήματος γίνεται με τον ίδιο τρόπο. Τα διαγράμματα των Εικόνων 5.14-5.21 αφορούν τα μεγέθη των προηγούμενων διαγραμμάτων συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e).



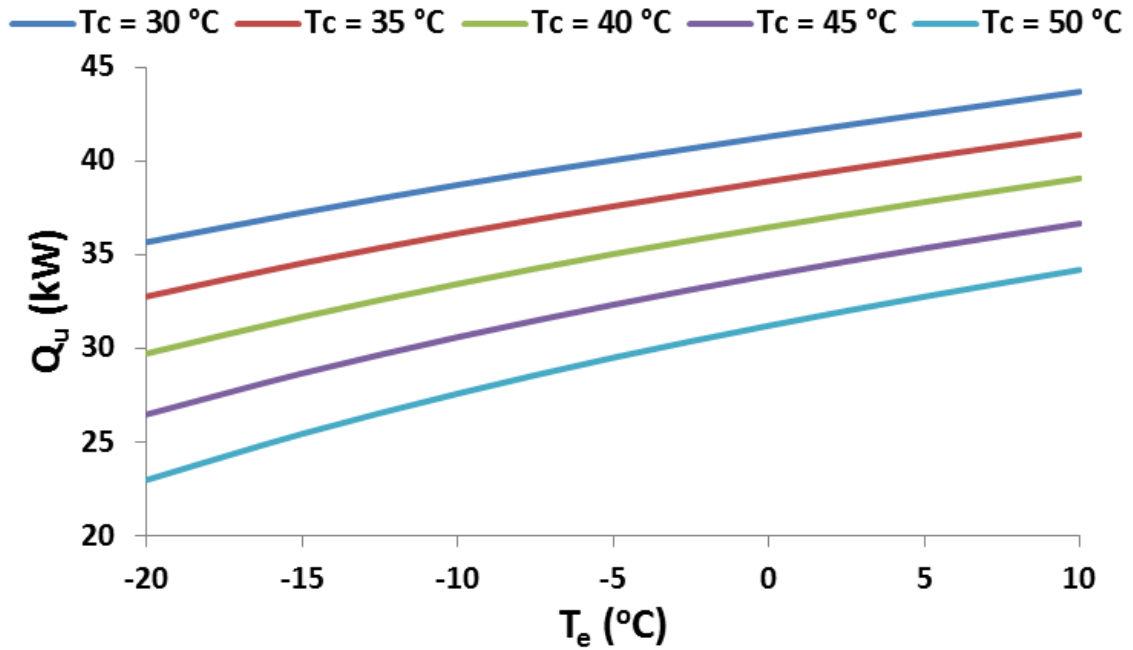
Εικόνα 5.14 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) και ψυκτικό μέσο R141b



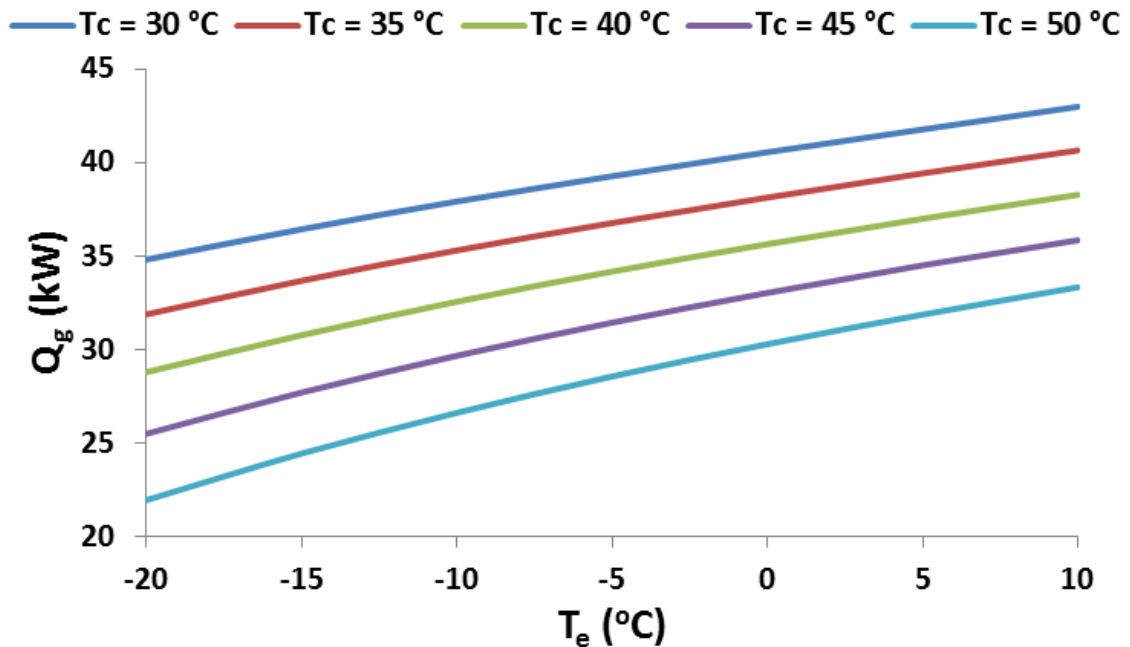
Εικόνα 5.15 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) και ψυκτικό μέσο R141b



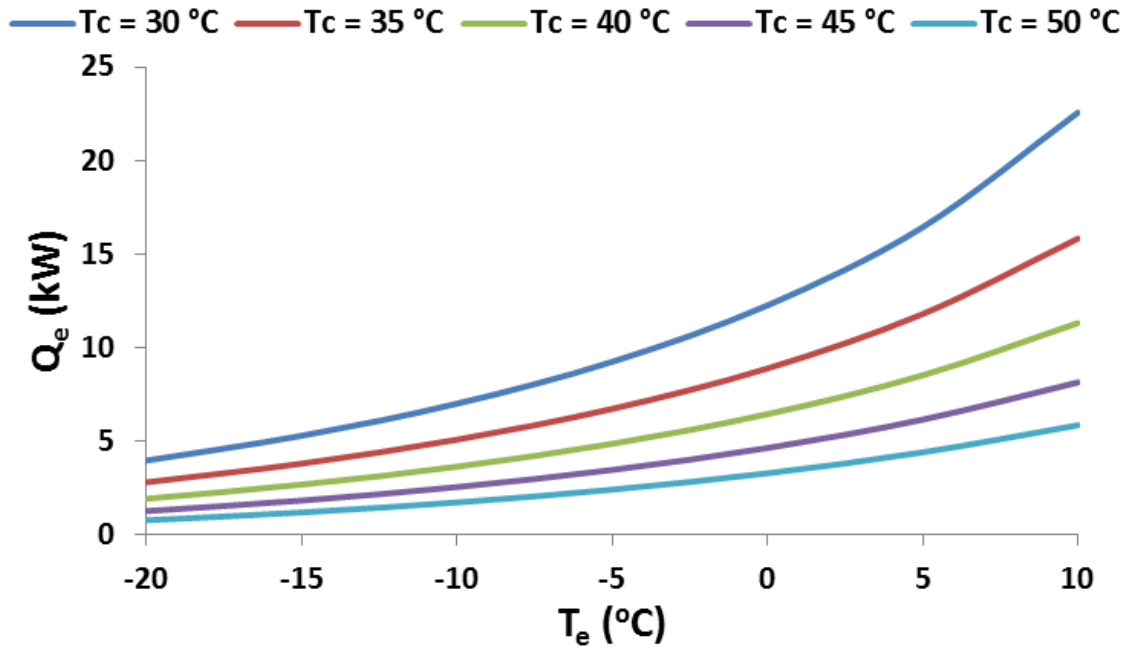
Εικόνα 5.16 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) και ψυκτικό μέσο R141b



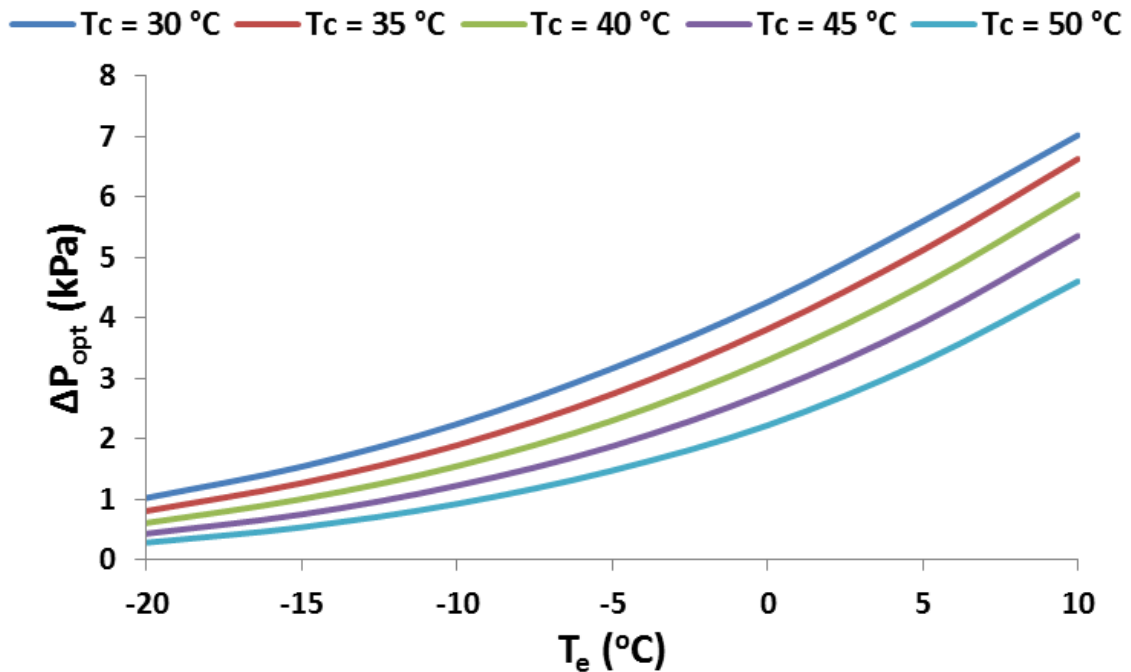
Εικόνα 5.17 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) και ψυκτικό μέσο R141b



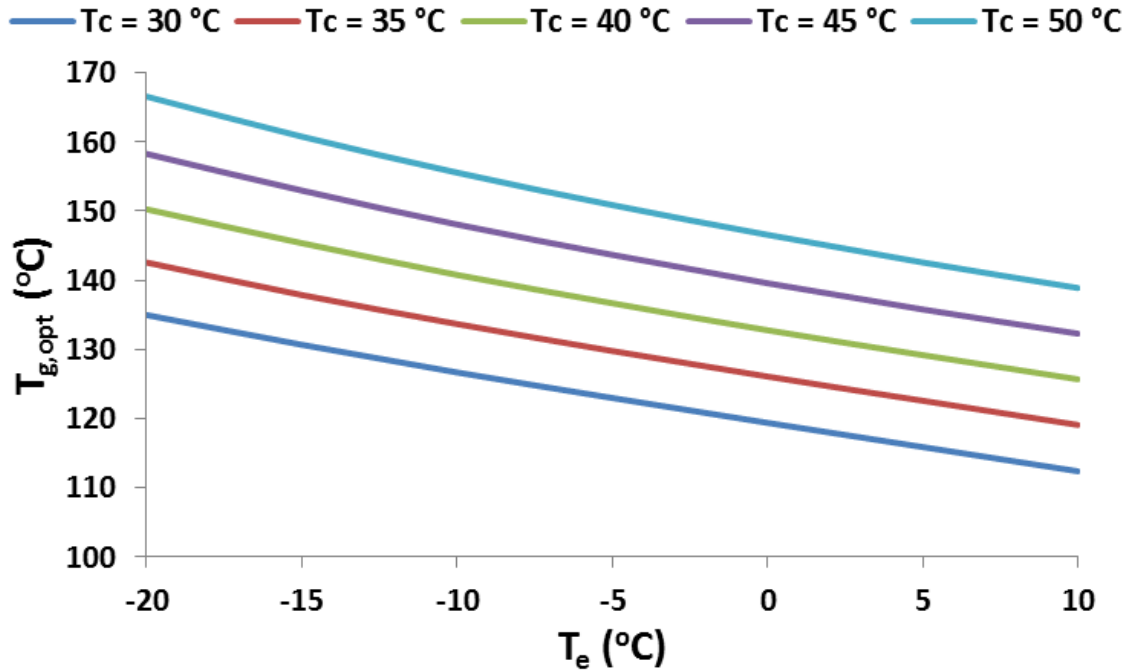
Εικόνα 5.18 Θερμότητα προδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) και ψυκτικό μέσο R141b



Εικόνα 5.19 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) και ψυκτικό μέσο R141b



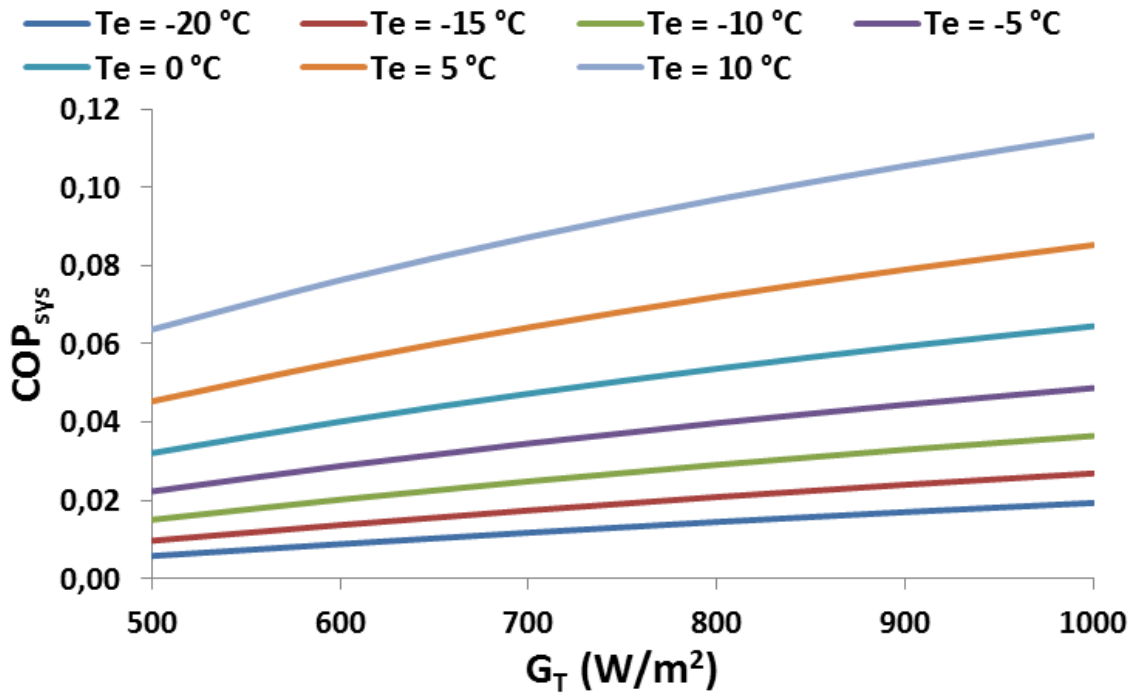
Εικόνα 5.20 Βέλτιστη πτώση πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) και ψυκτικό μέσο R141b



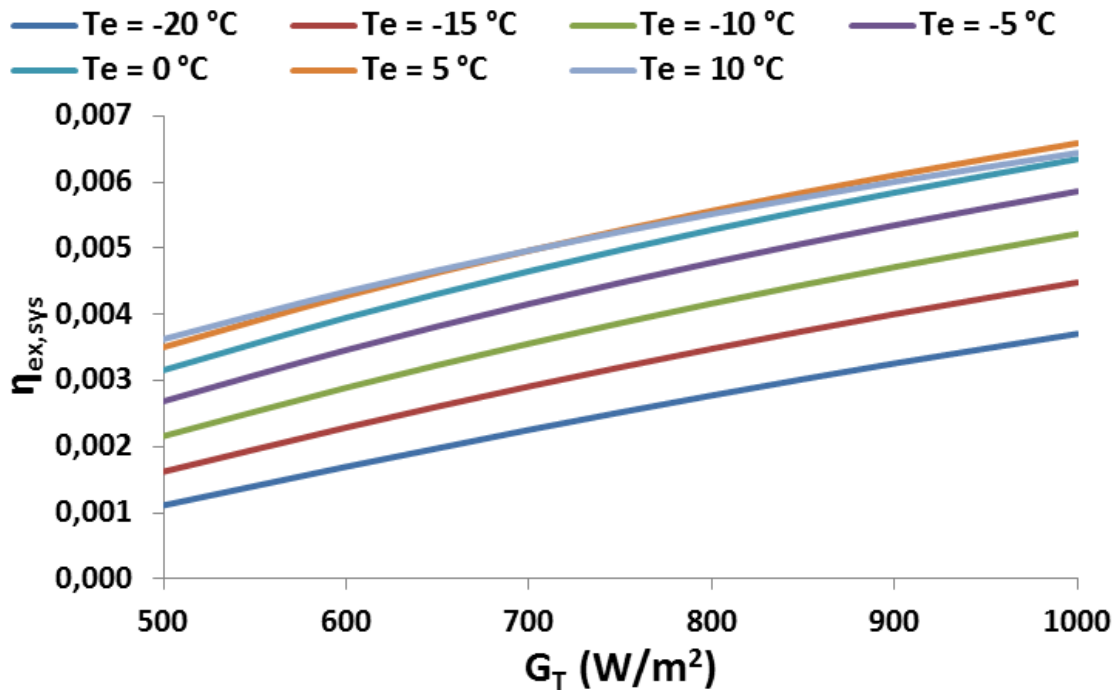
Εικόνα 5.21 Βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή ($T_{g,opt}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c) και ψυκτικό μέσο R141b

Η συμπεριφορά των μεγεθών είναι όμοια με αυτή που παρουσιάστηκε στα διαγράμματα για διαφορετικά ψυκτικά μέσα. Δηλαδή, τα COP_{sys} , COP_{ch} , Q_u , Q_g , Q_e και ΔP_{opt} αυξάνουν με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) ανεξάρτητα από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c). Καθώς αυξάνει η θερμοκρασία συμπύκνωσης, οι καμπύλες όλων αυτών των μεγεθών λαμβάνουν μεγαλύτερες τιμές. Στην αντίθετη πλευρά βρίσκεται η βέλτιστη θερμοκρασία του αναγεννητή (T_g) η οποία βαίνει μειούμενη με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, αλλά και με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Σε ό,τι αφορά τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης ($\eta_{ex,sys}$) παρατηρείται πιο ιδιαίτερη συμπεριφορά. Για όλες τις θερμοκρασίες συμπύκνωσης εκτός των 30°C υπάρχει αυξητική τάση μέχρι τους 5°C και μετά ανεπαίσθητη μείωση. Στην περίπτωση των 30°C ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης συνεχίζει να εμφανίζει αύξηση αλλά σε πολύ μικρότερο βαθμό. Όπως ήδη αναφέρθηκε, αυτό μπορεί να αιτιολογηθεί από το γεγονός ότι ο δεύτερος όρος της εξίσωσης (4.36) μειώνεται με τη αύξηση της T_e και η μείωση αυτή μπορεί να υπερκαλύψει την αύξηση του πρώτου όρου της εξίσωσης, δηλαδή της ψυκτικής ισχύος (Q_e).

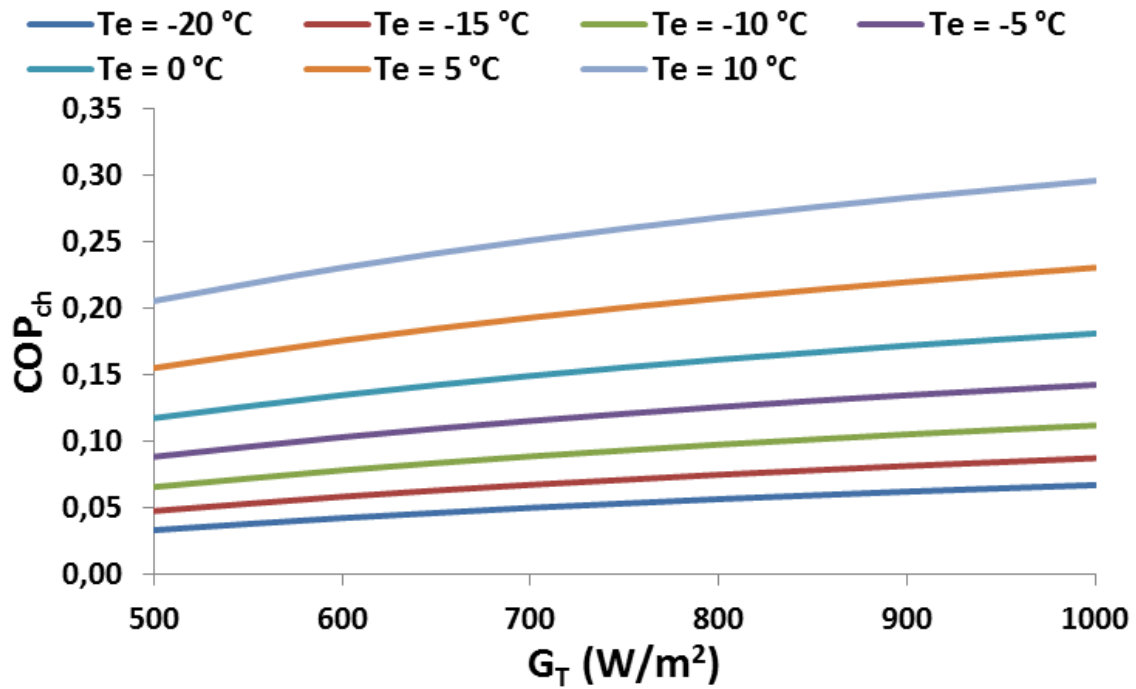
Στις Εικόνες 5.22 έως 5.29 φαίνεται η επίδραση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στη λειτουργία του συστήματος. Η βελτιστοποίηση γίνεται και πάλι ως προς το COP_{sys} με μεταβλητές τα T_g και ΔP , για το R141b. Χρειάζεται, ακόμη, να αναφερθεί ότι στην περίπτωση αυτή έχει επιλεγεί θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c) ίση με 40°C, παράμετρος είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) και τα μελετώμενα μεγέθη είναι ίδια με των προηγούμενων διαγραμμάτων.



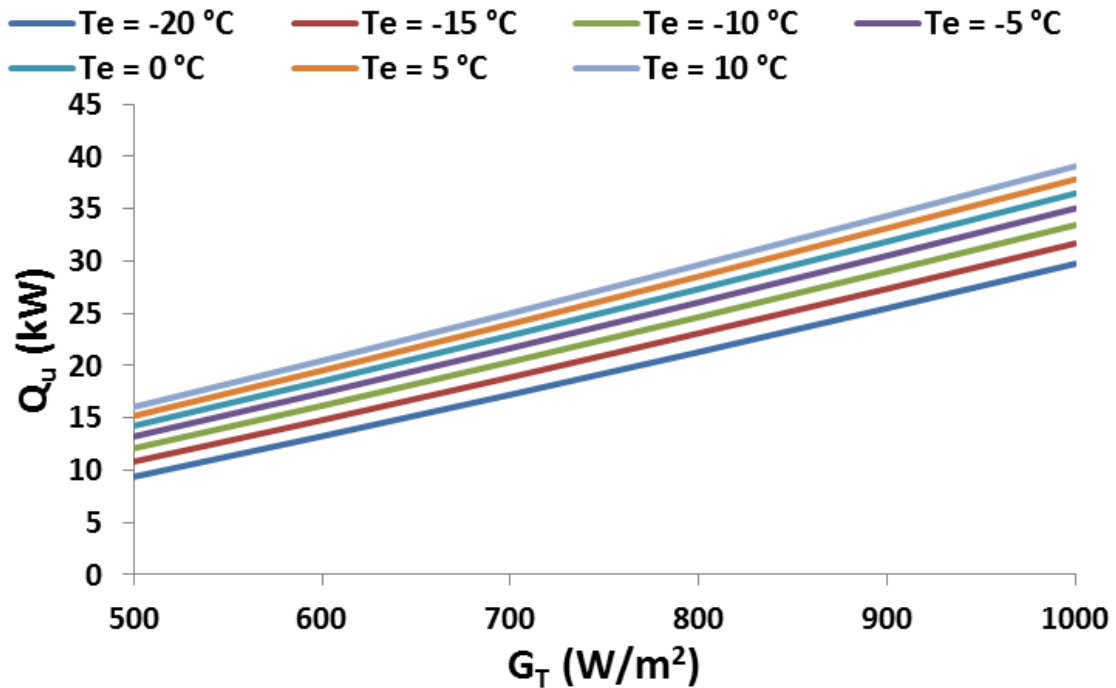
Εικόνα 5.22 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



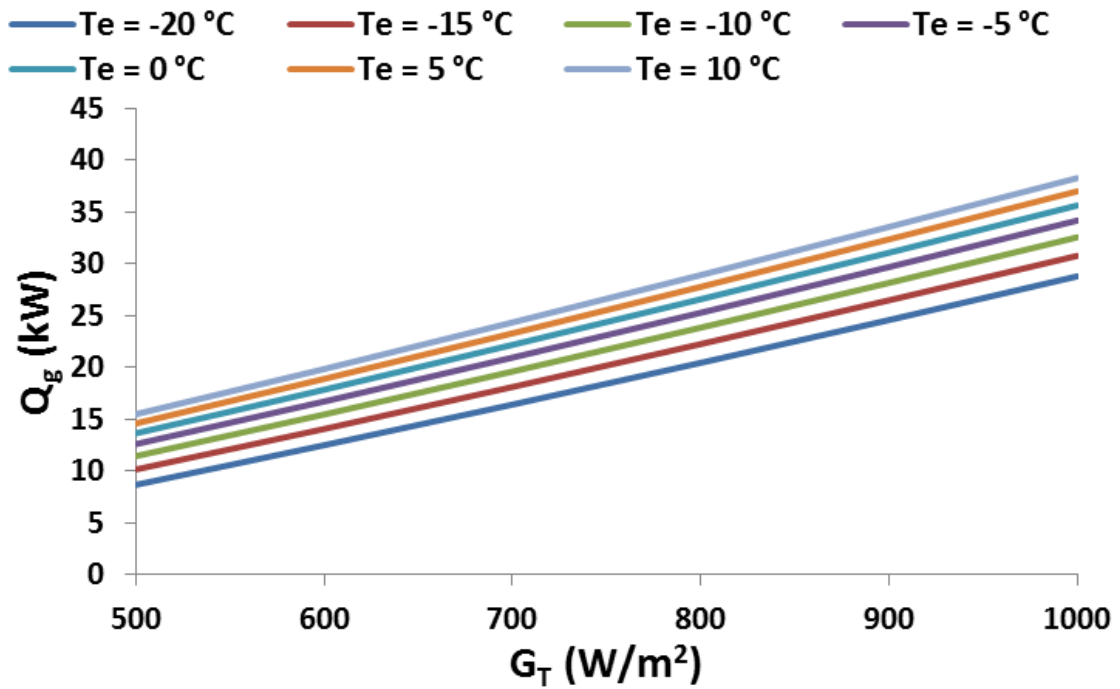
Εικόνα 5.23 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



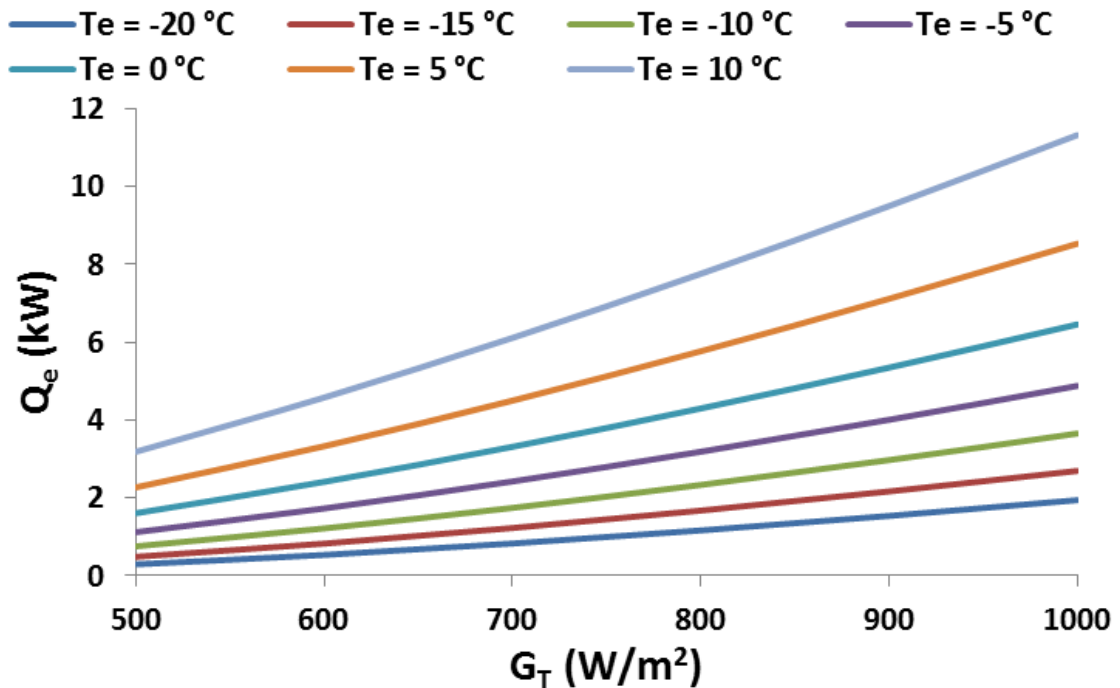
Εικόνα 5.24 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



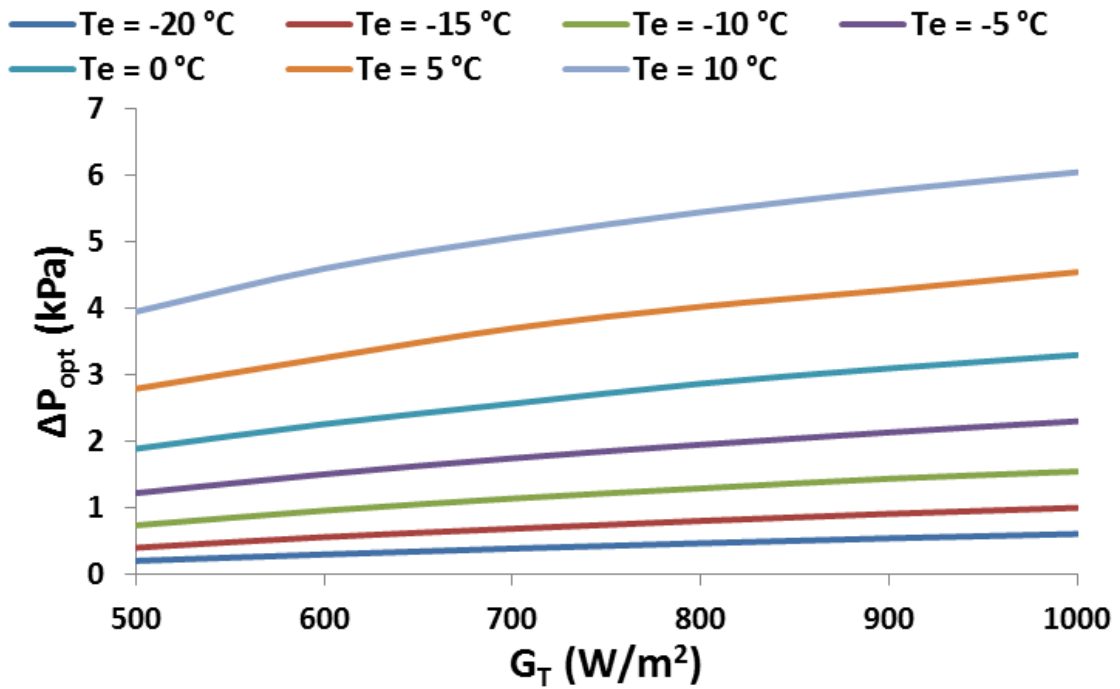
Εικόνα 5.25 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



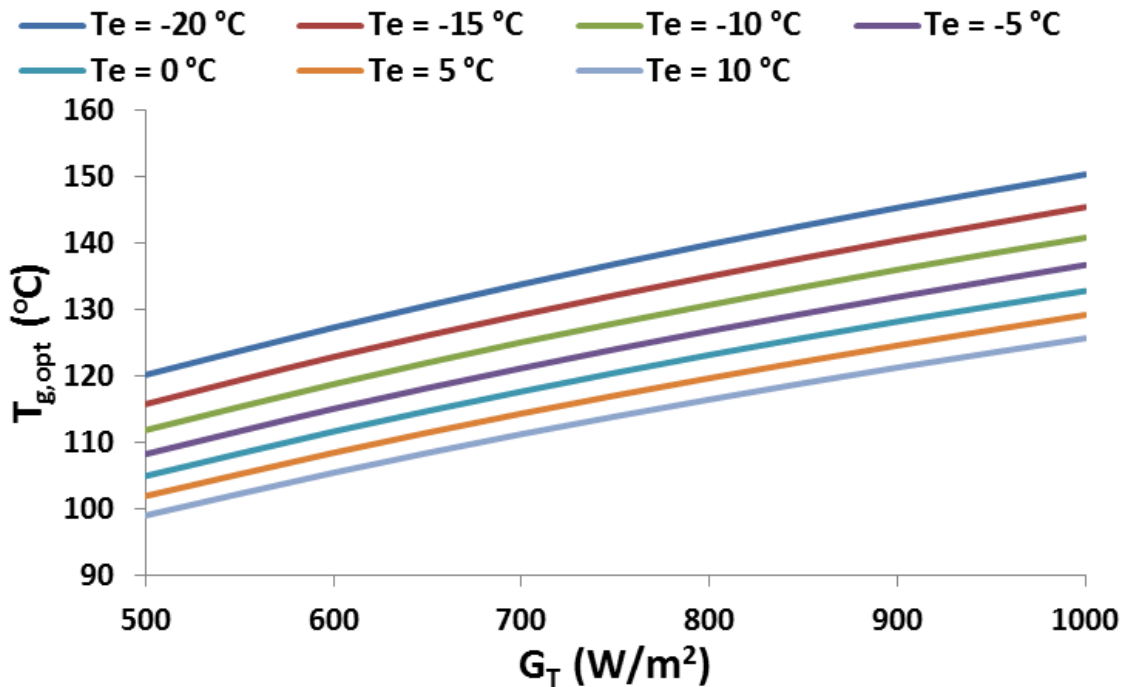
Εικόνα 5.26 Θερμότητα προδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



Εικόνα 5.27 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



Εικόνα 5.28 Βέλτιστη πτώση πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b

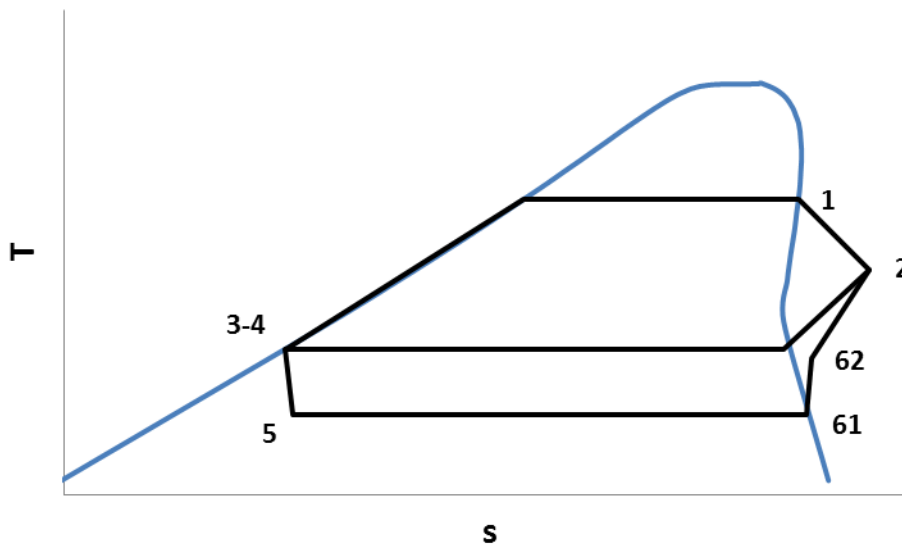


Εικόνα 5.29 Βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή ($T_{g,opt}$) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b

Είναι φανερό ότι όλα τα παρουσιαζόμενα στα διαγράμματα μεγέθη εμφανίζουν αυξητική συμπεριφορά με την αύξηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας (G_T). Από το διάγραμμα της Εικόνας 5.25 αφού το Q_u και το G_T είναι γνωστά μπορεί να φανεί με τη βοήθεια της εξίσωσης 4.15 ότι το η_{col} αυξάνει, επομένως η αύξηση του Q_u προκύπτει από την αύξηση και των δύο όρων της εξίσωσης (4.15). Όπως δείχθηκε προηγουμένως, φαίνεται ξανά ότι οι συντελεστές συμπεριφοράς, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και οι απεικονιζόμενες θερμότητες οδηγούνται σε αύξηση καθώς η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) αυξάνει. Στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, ωστόσο, παρατηρείται ελάχιστη αύξηση μεταξύ της θερμοκρασίας ατμοποίησης των 10°C και 5°C για προσπίπτουσα ακτινοβολία μικρότερη των περίπου 700 W/m^2 και μικρή μείωση στη συνέχεια για υψηλότερες τιμές. Αυτό αιτιολογείται από το γεγονός ότι ο δεύτερος όρος της εξίσωσης (4.36) μειώνεται με τη αύξηση της T_e και η μείωση αυτή μπορεί να αντισταθμίσει ή ακόμη και να υπερκαλύψει την αύξηση του πρώτου όρου της εξίσωσης, δηλαδή της ψυκτικής ισχύος (Q_e). Για τη βέλτιστη θερμοκρασία του αναγεννητή ($T_{g,opt}$) επαληθεύεται το συμπέρασμα για την αύξηση της τιμής της με την ταυτόχρονη μείωση της T_e .

5.2 Δεύτερο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συμπιεστή

Η διαφορά του δεύτερου συστήματος σε σύγκριση με το πρώτο έγκειται στην προσθήκη ενός συμπιεστή μεταξύ του ατμοποιητή και της εισόδου της δευτερεύουσας ροής του εγχυτήρα. Στην Εικόνα 5.30 παρουσιάζεται ο κύκλος του ψυκτικού μέσου σε διάγραμμα T-s.

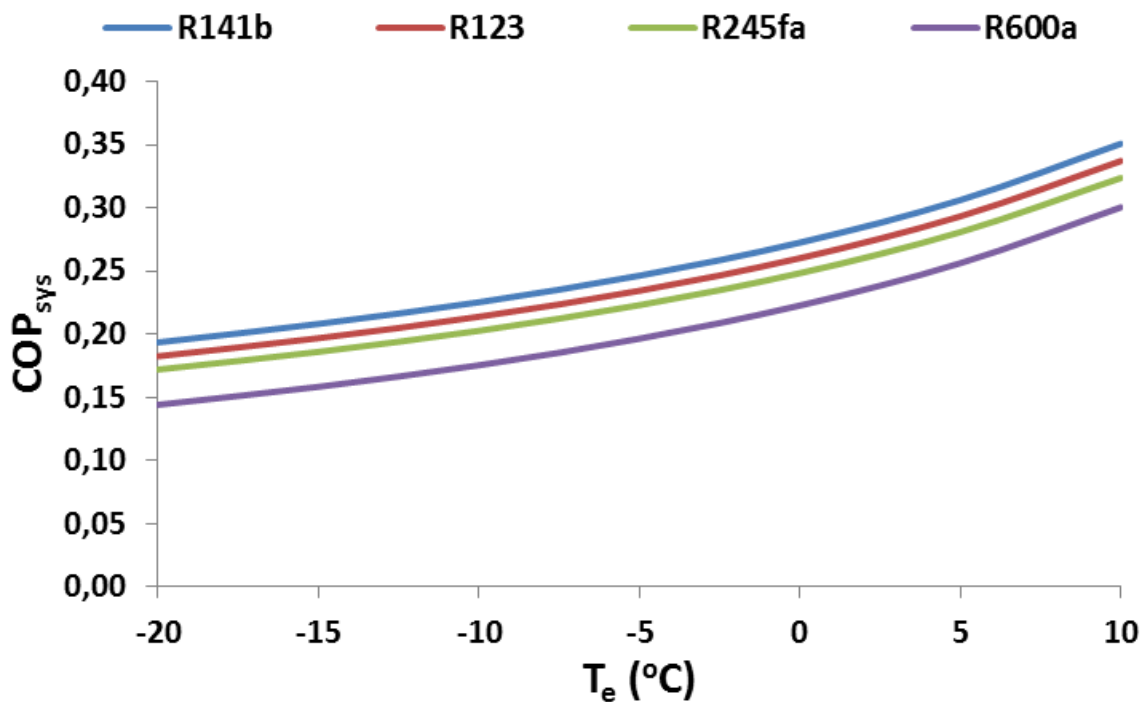


Εικόνα 5.30 Διάγραμμα T-s για τον κύκλο του ψυκτικού μέσου του δεύτερου συστήματος

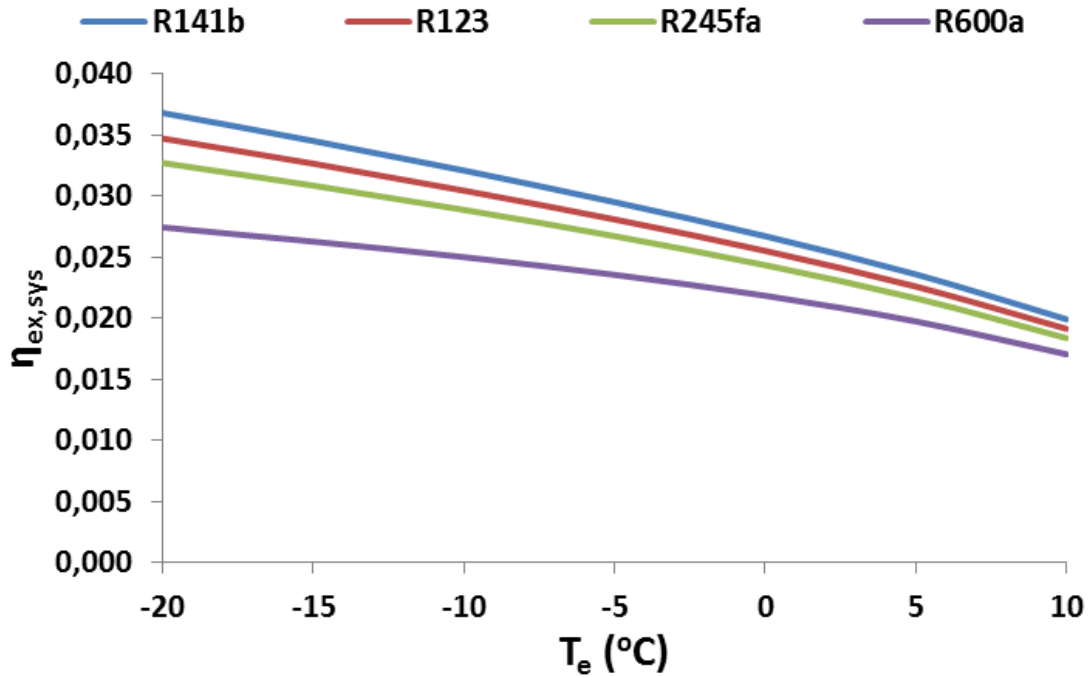
Στην περίπτωση που το b , όπως ορίζεται από την εξίσωση (4.47), παίρνει την τιμή 0 το σύστημα ταυτίζεται με το πρώτο, δηλαδή με το τυπικό σύστημα ψύξης με εγχυτήρα. Από την άλλη πλευρά, όταν λάβει την τιμή 1 ταυτίζεται με το τυπικό σύστημα ψύξης με συμπίεση ατμού. Σημειώνεται ότι στην περίπτωση αυτή, μεγέθη

όπως η ψυκτική ισχύς (Q_e) και η απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια (P_{el}) καθορίζονται από την παροχή μάζας στο κύκλωμα η οποία μπορεί να πάρει κατάλληλη τιμή ώστε να καλύπτει τις ανάγκες της εφαρμογής. Τα COP_{sys} , COP_{ch} και COP_{el} ταυτίζονται και δεν εξαρτώνται από την παροχή μάζας, όπως επίσης και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{ex}). Για το λόγο αυτό για b ίσο με 1 παρουσιάζονται μόνο τα διαγράμματα του COP_{sys} και η_{ex} .

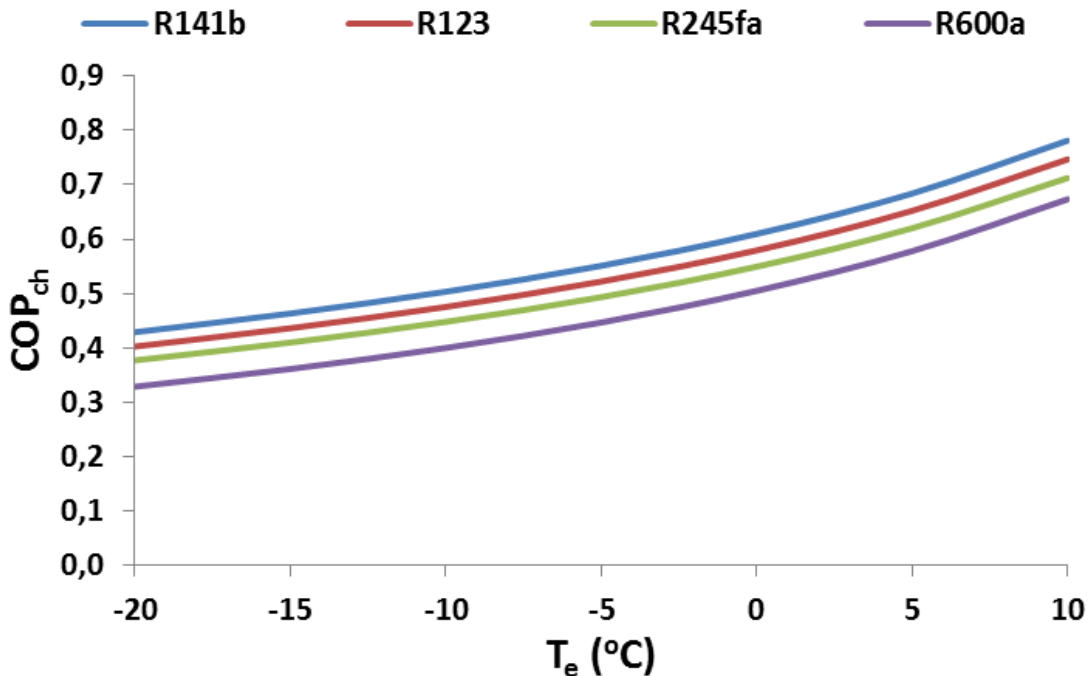
Στις Εικόνες 5.31-5.39 παρουσιάζονται τα διαγράμματα του COP_{sys} , $\eta_{ex,sys}$, COP_{ch} , COP_{el} , Q_u , Q_g , Q_e , P_{el} και της εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας (savings) σε σχέση με το τυπικό σύστημα συμπίεσης ατμού που παράγει ίδια ψυκτική ισχύ, συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c) ίση με $40^\circ C$ για τα τέσσερα διαφορετικά ψυκτικά μέσα. Ενδεικτικά επιλέγεται τιμή του b ίση με 0.5 καθώς για τις άλλες τιμές της μεταβλητής σημειώνονται ανάλογες μεταβολές. Υπενθυμίζεται ότι στο σύστημα γίνεται βελτιστοποίηση του COP_{sys} με μεταβλητές τη θερμοκρασία του αναγεννητή (T_g) και την πτώση πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP) των οποίων η μεταβολή φαίνεται αντίστοιχα στην Εικόνα 5.40 και 5.41, αντίστοιχα.



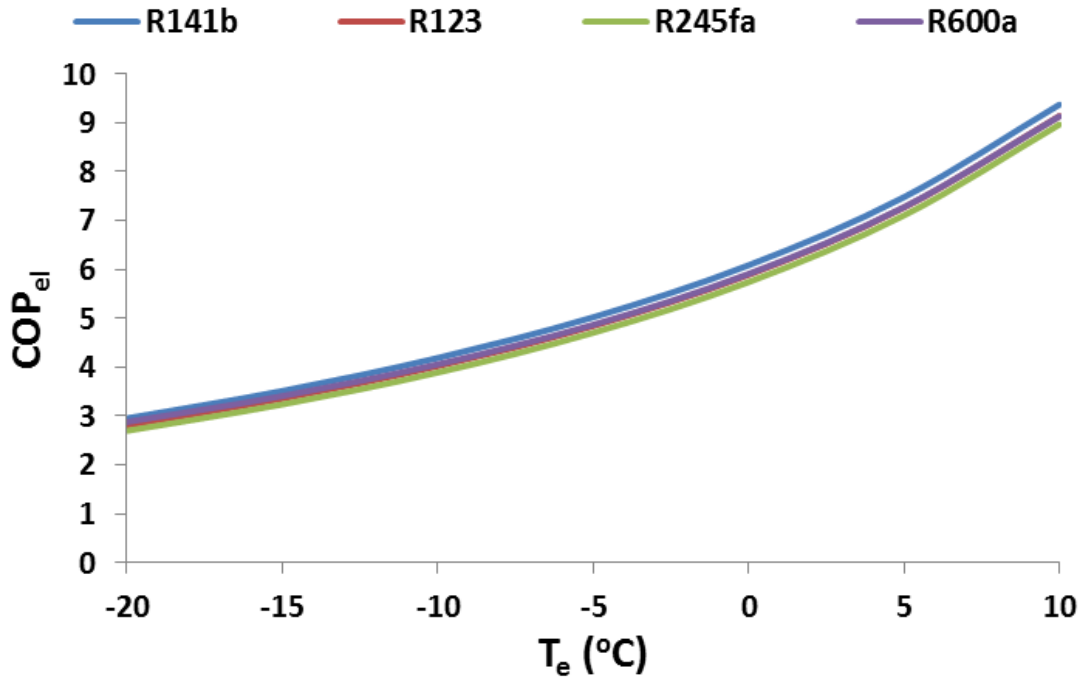
Εικόνα 5.31 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$ και $b=0.5$



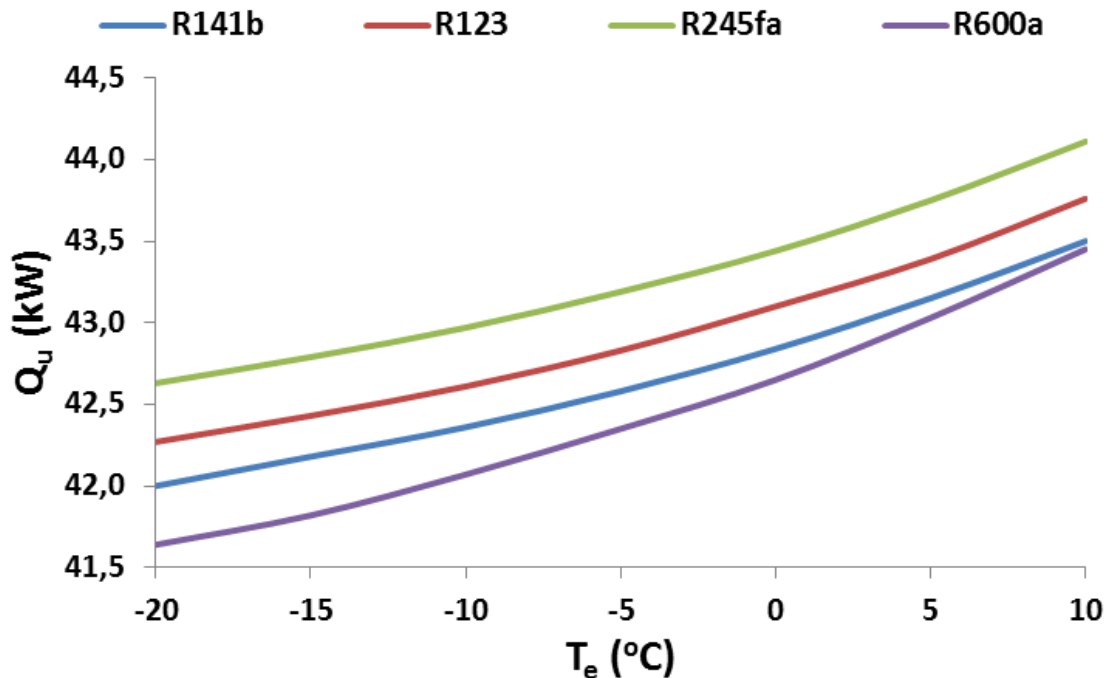
Εικόνα 5.32 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}C$ και $b=0.5$



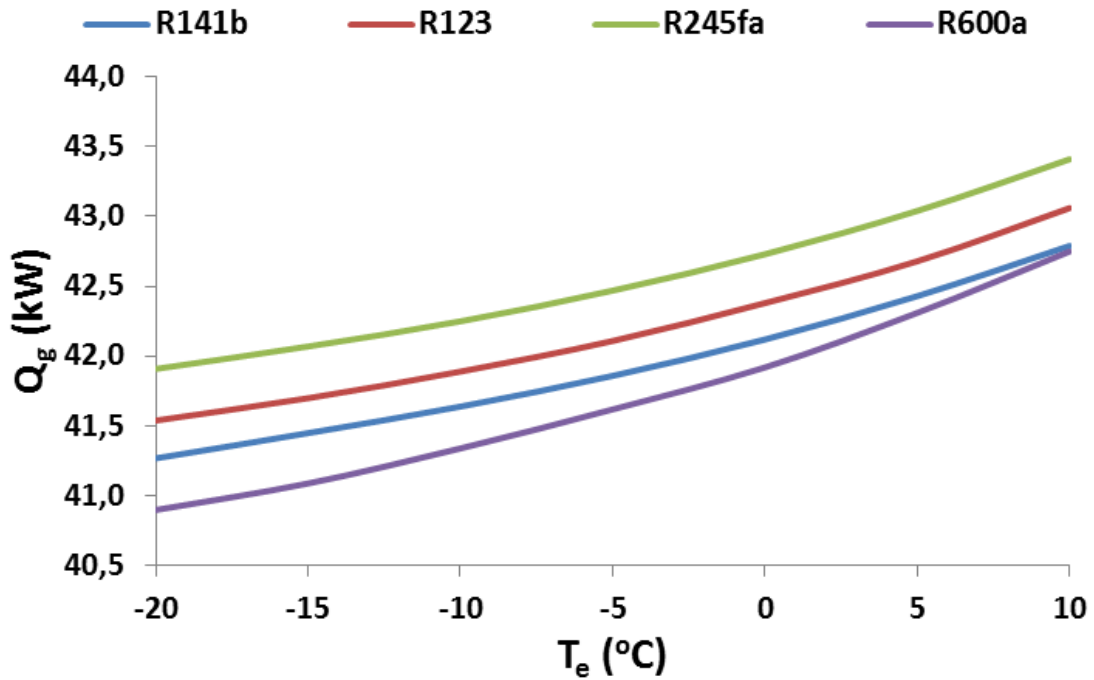
Εικόνα 5.33 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}C$ και $b=0.5$



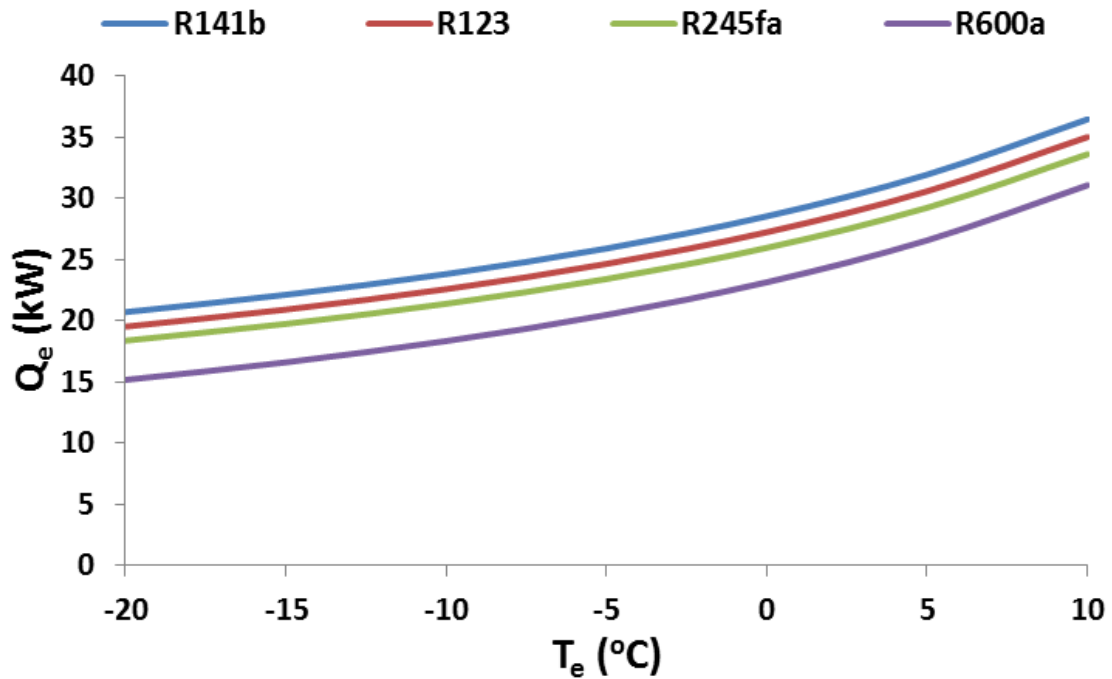
Εικόνα 5.34 Ηλεκτρικός συντελεστής συμπεριφοράς (COP_{el}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



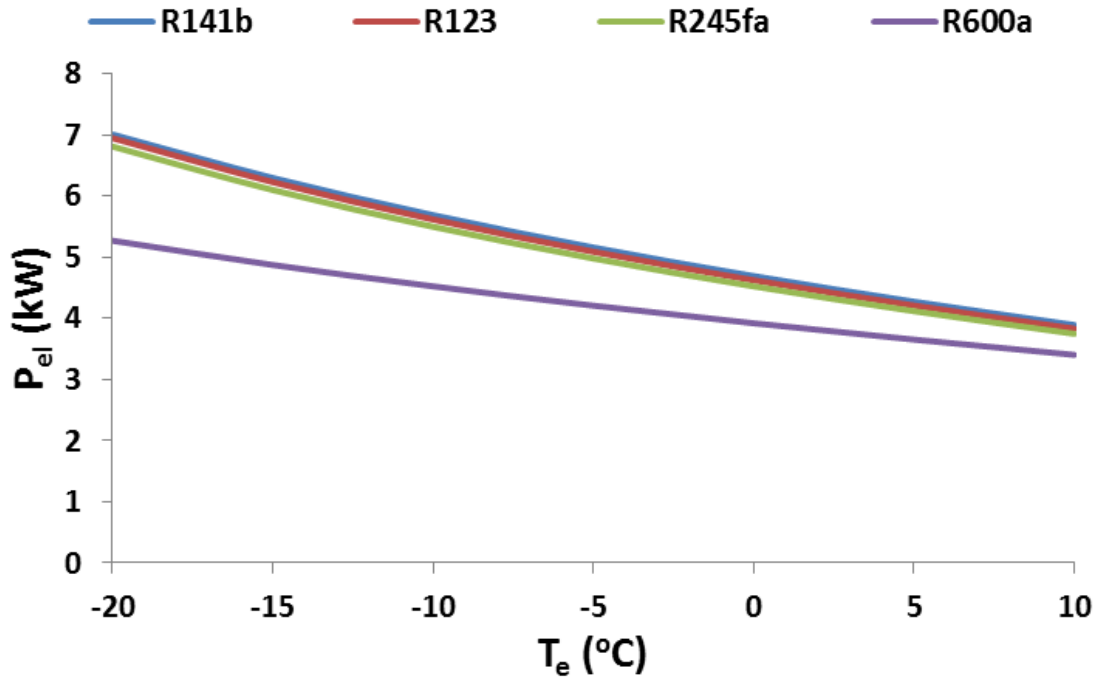
Εικόνα 5.35 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



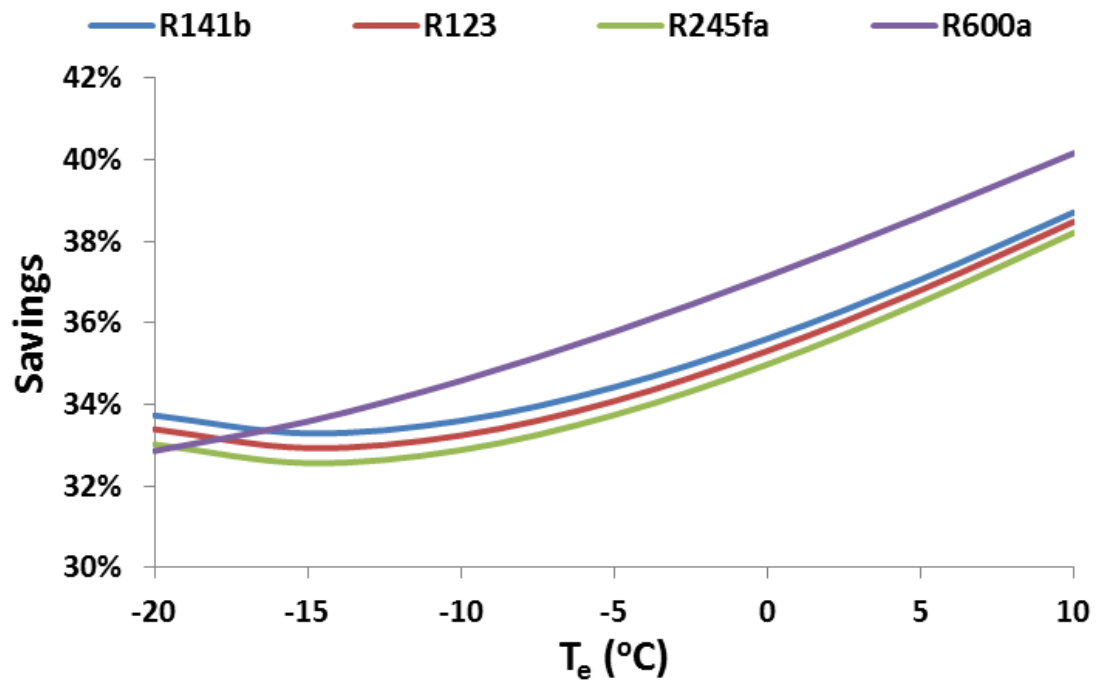
Εικόνα 5.36 Θερμότητα προδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



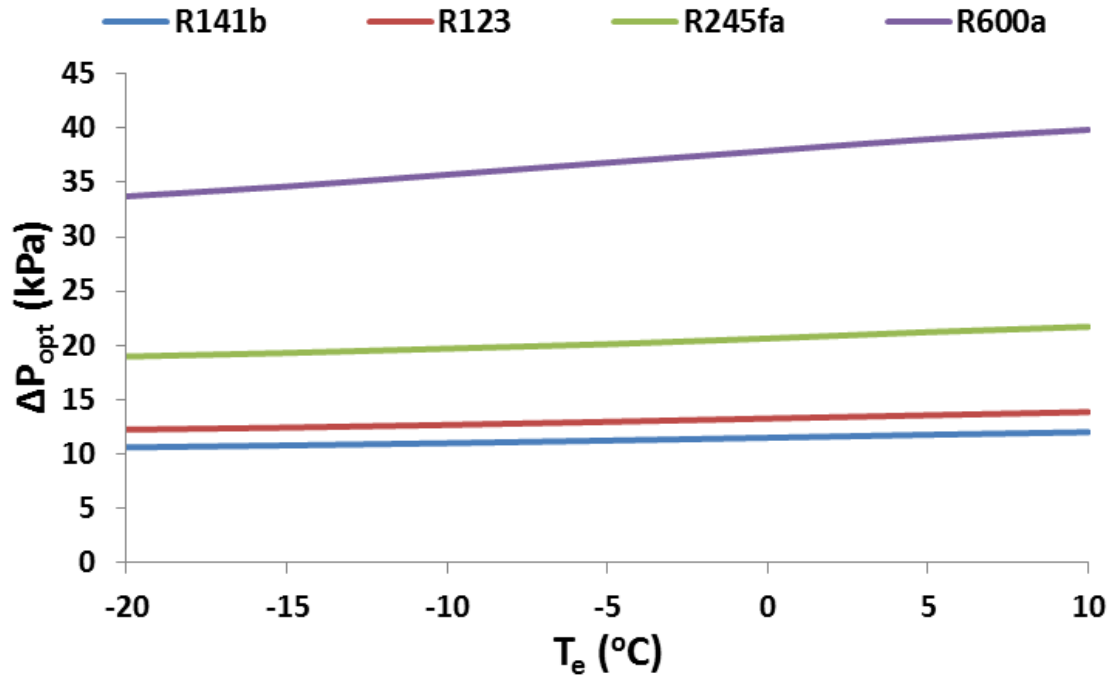
Εικόνα 5.37 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



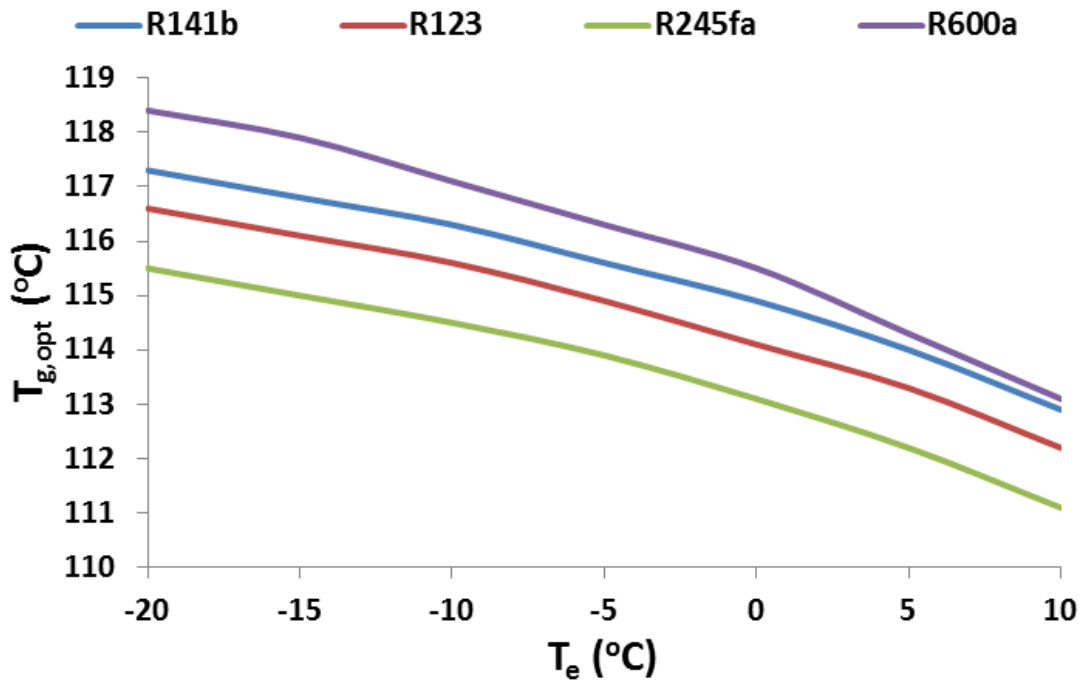
Εικόνα 5.38 Ηλεκτρική ισχύς απαιτούμενη στο συμπιεστή (P_{el}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και $b=0.5$



Εικόνα 5.39 Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας στο συμπιεστή (savings) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}\text{C}$ και $b=0.5$



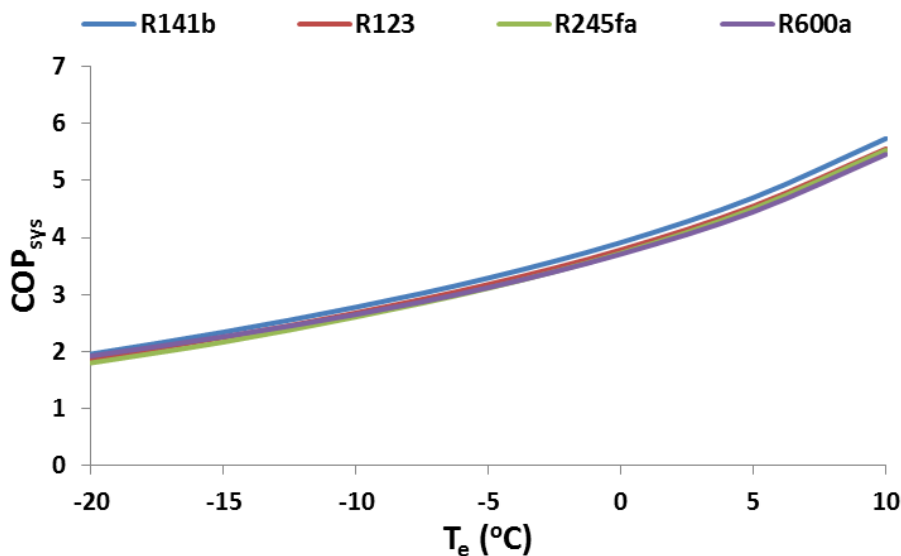
Εικόνα 5.40 Βέλτιστη πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



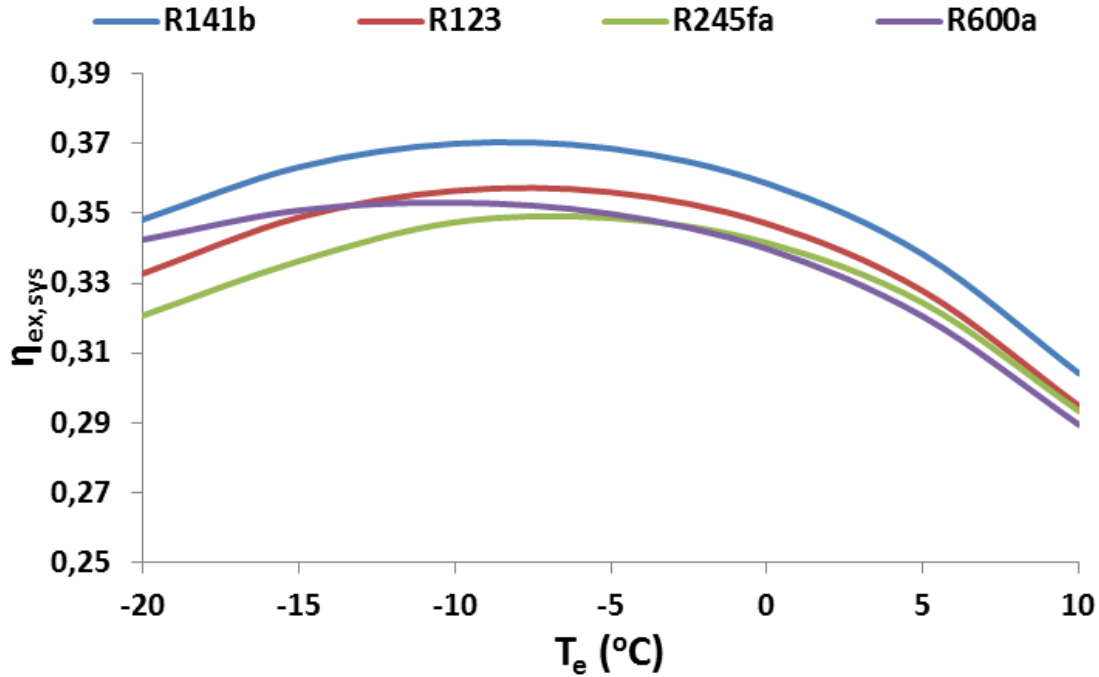
Εικόνα 5.41 Βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή ($T_{g,opt}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$

Από τα διαγράμματα των τριών συντελεστών συμπεριφοράς και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης γίνεται εμφανές ότι το R141b έχει την καλύτερη ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση καθώς και ότι η αύξηση της T_e οδηγεί σε υψηλότερους συντελεστές συμπεριφοράς και χαμηλότερο εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι για θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) ίση με 0°C τα COP_{sys} , $\eta_{\text{ex,sys}}$, COP_{ch} και COP_{el} λαμβάνουν αντίστοιχα τιμές 0.27, 0.027, 0.61 και 6.1. Ακόμη, το R141b παράγει περισσότερη ψύξη (Q_e) από τα υπόλοιπα εργαζόμενα μέσα φθάνοντας την τιμή των 28.5 kW για τους 0°C . Ακολουθεί το R123 και το R245fa με μικρή μείωση από το R141b, ενώ το R600a παρουσιάζει σημαντική μείωση. Ανάλογη είναι και η συμπεριφορά της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας στο συμπιεστή (P_{el}). Η αύξηση της T_e αυξάνει την ψυκτική ισχύ και ταυτόχρονα μειώνει την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας. Αυξητική τάση παρουσιάζουν και οι θερμοότητες Q_u και Q_g . Η διαφορά των τιμών τους οφείλεται στις απώλειες του δοχείου. Η συμπεριφορά του Q_u είναι όμοια με αυτή του η_{col} όπως φαίνεται από την εξίσωση (4.13), καθώς η Q_{sol} είναι σταθερά ίση με 100 kW. Σε ό,τι αφορά την εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας παρατηρείται ότι μέχρι την θερμοκρασία των -14°C περίπου, μεγαλύτερη εξοικονόμηση προσφέρει το R141b, ενώ για υψηλότερες θερμοκρασίες το R600a. Το R141b, που επιλέγεται λόγω του υψηλότερου COP_{sys} , προσφέρει στους 0°C εξοικονόμηση περίπου 36%. Το ΔP_{opt} παραμένει σχεδόν αμετάβλητο με εξαίρεση το R600a στο οποίο παρουσιάζεται αισθητή αύξηση με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Τέλος, η $T_{g,\text{opt}}$ μειώνεται καθώς αυξάνει η T_e και η σειρά των καμπυλών των εργαζόμενων μέσων είναι αντίστροφη από αυτή στο διάγραμμα του Q_g όπως συμβαίνει και στο πρώτο σύστημα.

Η Εικόνα 5.42 και 5.43 δείχνει αντίστοιχα το COP_{sys} και το $\eta_{\text{ex,sys}}$ για την περίπτωση που το b ισούται με 1, δηλαδή το σύστημα είναι πλέον ένα τυπικό σύστημα ψύξης με συμπίεση ατμού.



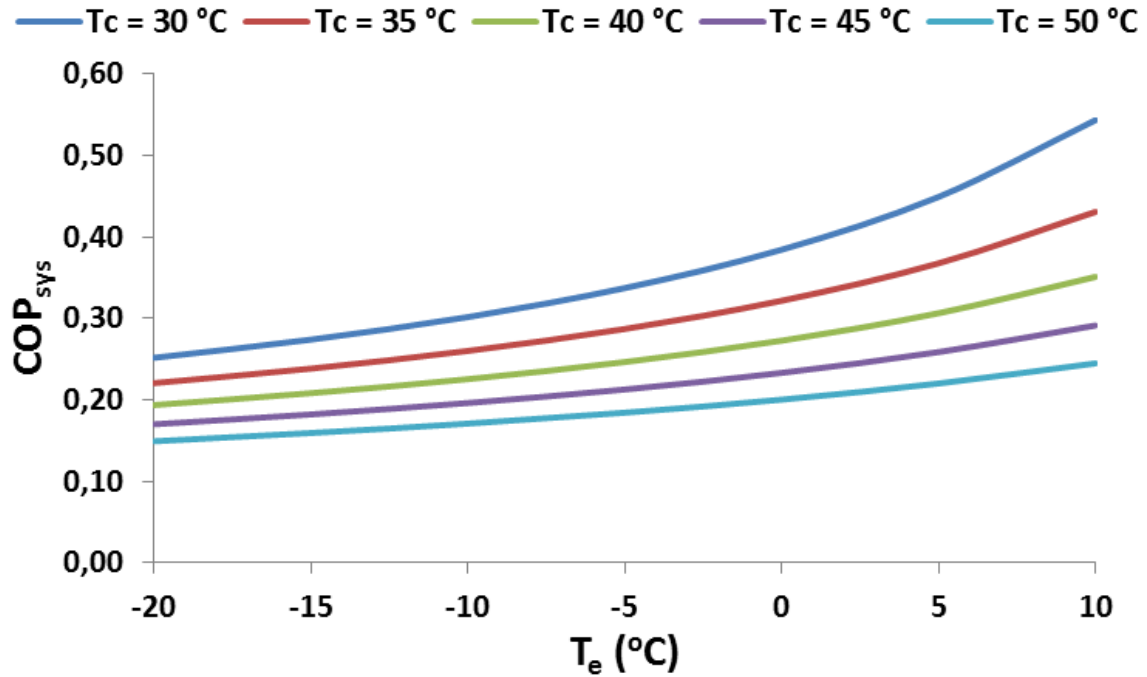
Εικόνα 5.42 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=1$



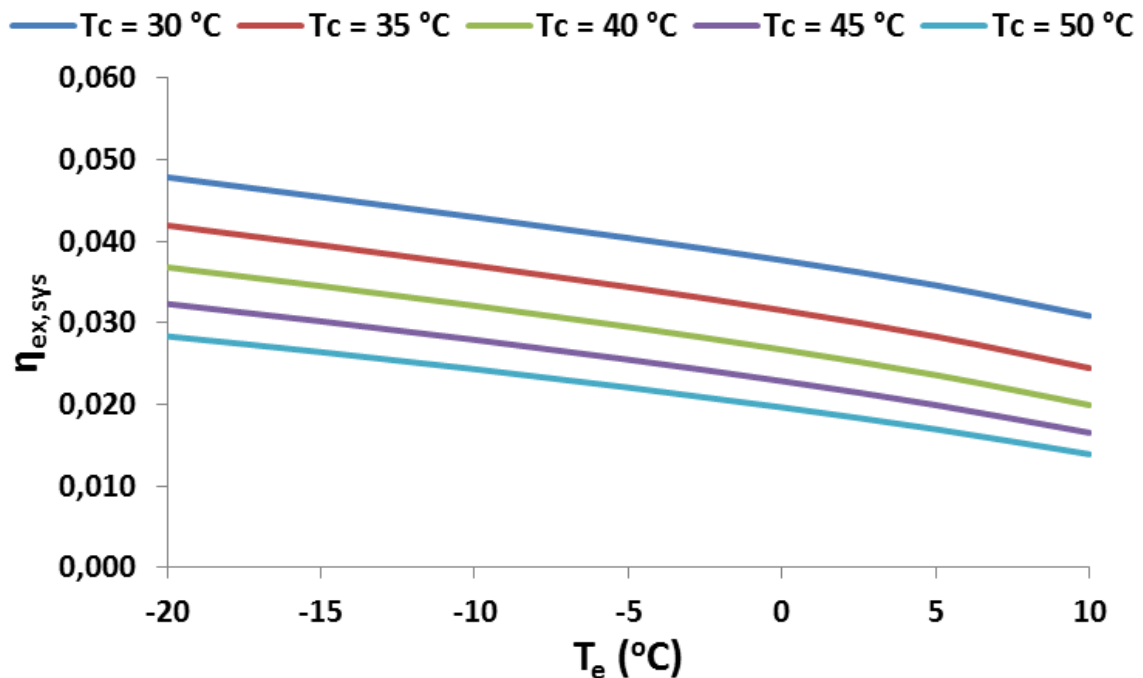
Εικόνα 5.43 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=1$

Το R141b εξακολουθεί να αποτελεί το καλύτερο εργαζόμενο μέσο τόσο ενεργειακό όσο και εξεργειακά αφού η καμπύλη του COP_{sys} και του $\eta_{ex,sys}$ του ψυκτικού μέσου αυτού λαμβάνει τις υψηλότερες τιμές. Το COP_{sys} και πάλι αυξάνει καθώς αυξάνει η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e), ενώ το $\eta_{ex,sys}$ φαίνεται να εμφανίζει μέγιστο σε διαφορετική θερμοκρασία ανάλογα με το ψυκτικό μέσο. Το R141b στους 0°C έχει COP_{sys} και $\eta_{ex,sys}$ 3.9 και 0.36, αντίστοιχα.

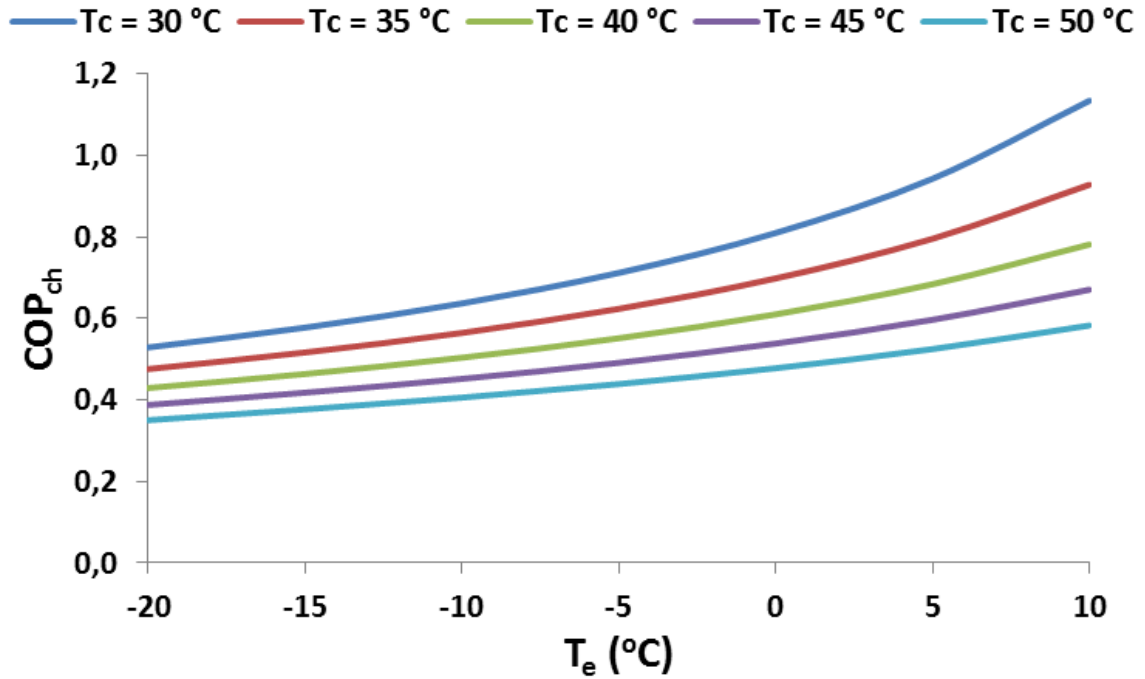
Στη συνέχεια, οι Εικόνες 5.44-5.52 απεικονίζουν το διάγραμμα του COP_{sys} , $\eta_{ex,sys}$, COP_{ch} , COP_{el} , Q_e , Q_u , Q_g , P_{el} και της εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας (savings) σε σχέση με το τυπικό σύστημα συμπίεσης ατμού, συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) με παράμετρο τη θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c). Τα διαγράμματα αυτά αφορούν το καλύτερο ψυκτικό μέσο, δηλαδή το R141b. Η επιλεγμένη τιμή του b είναι 0.5 και είναι ενδεικτική. Κατά όμοιο τρόπο μεταβάλλονται τα μεγέθη και για τις υπόλοιπες τιμές του b . Στην Εικόνα 5.53 και 5.54 φαίνονται αντίστοιχα οι τιμές του ΔP και του T_g που βελτιστοποιούν το COP_{sys} .



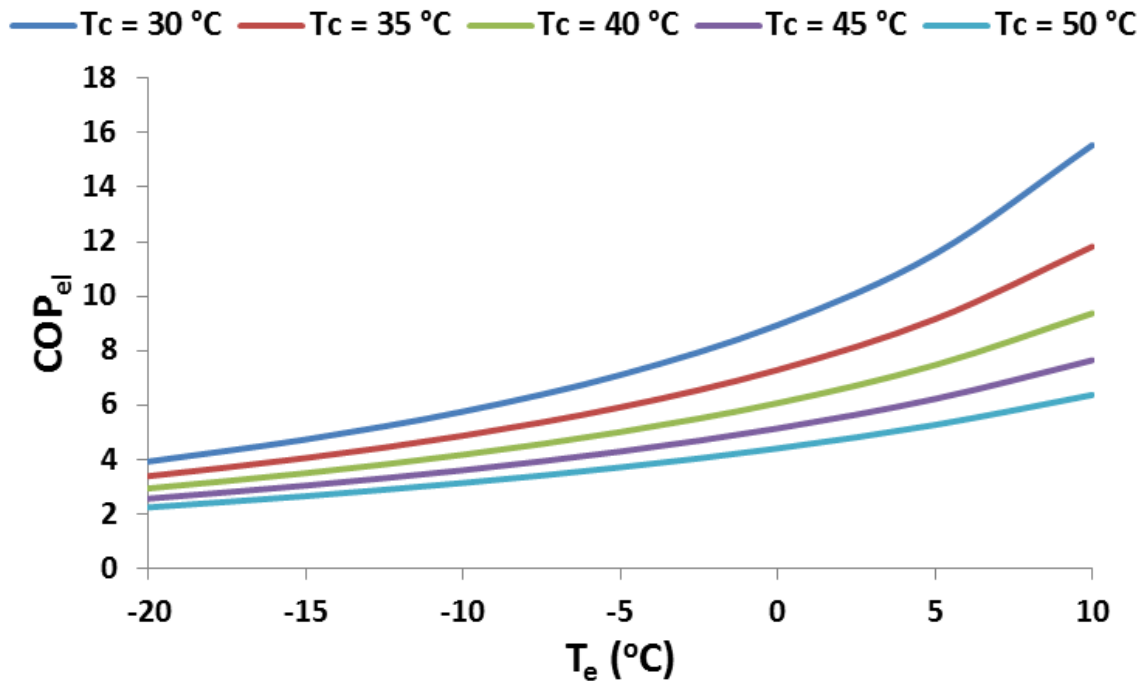
Εικόνα 5.44 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και b=0.5



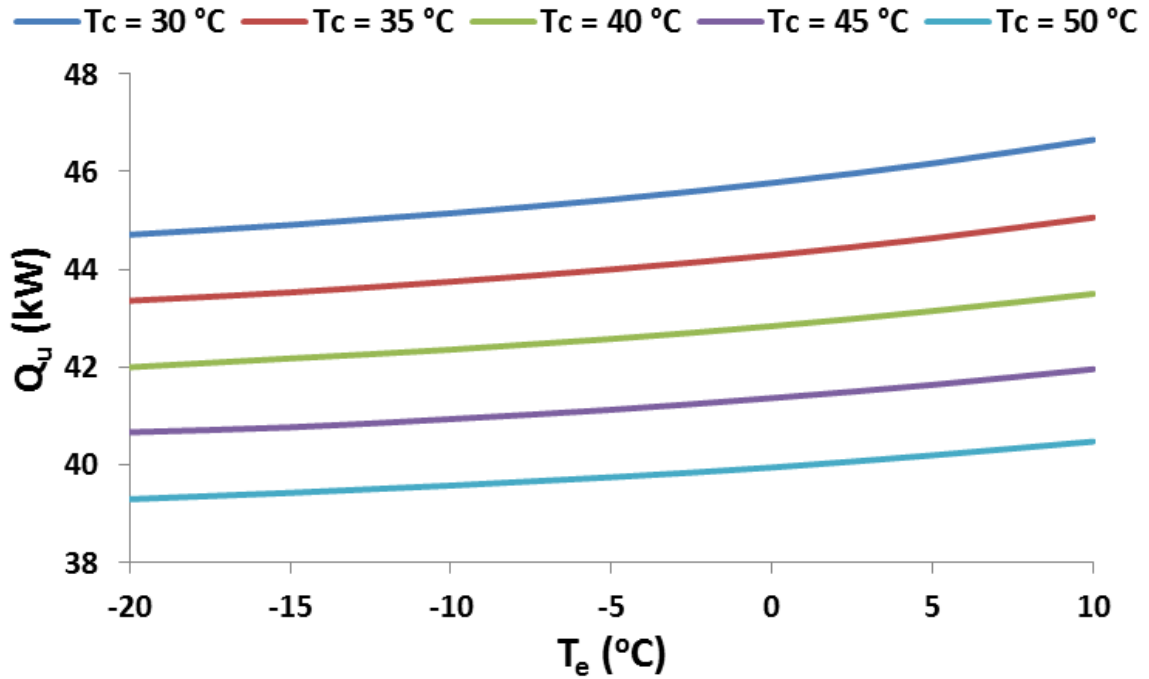
Εικόνα 5.45 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος (η_{ex,sys}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και b=0.5



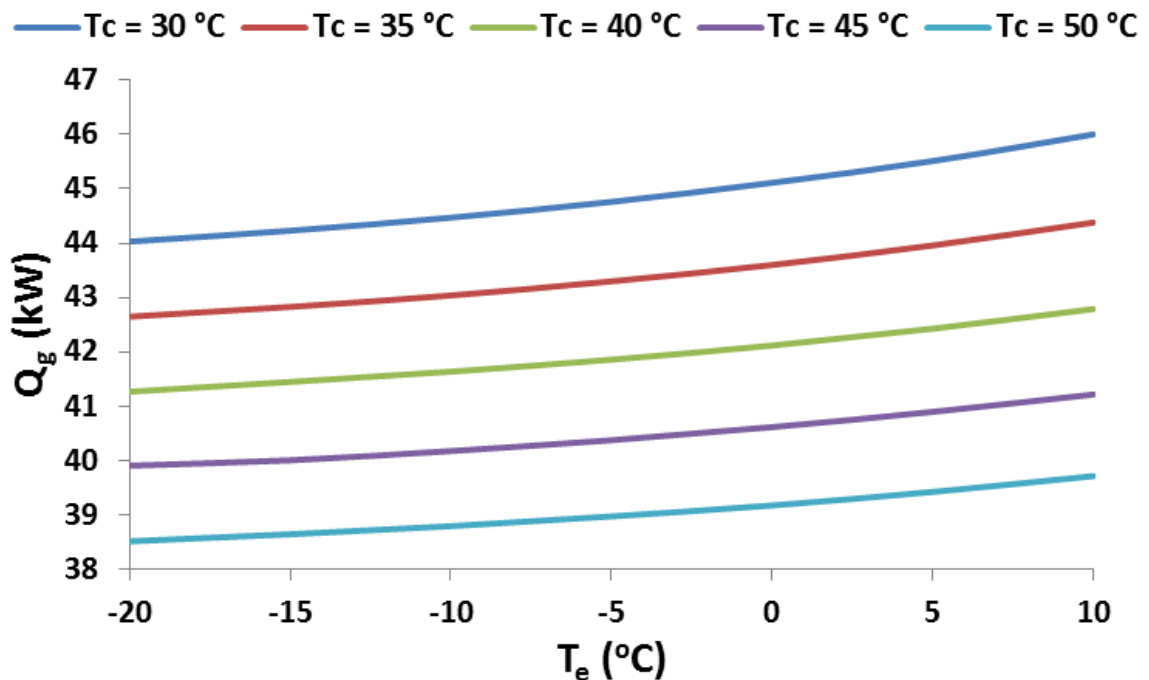
Εικόνα 5.46 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και b=0.5



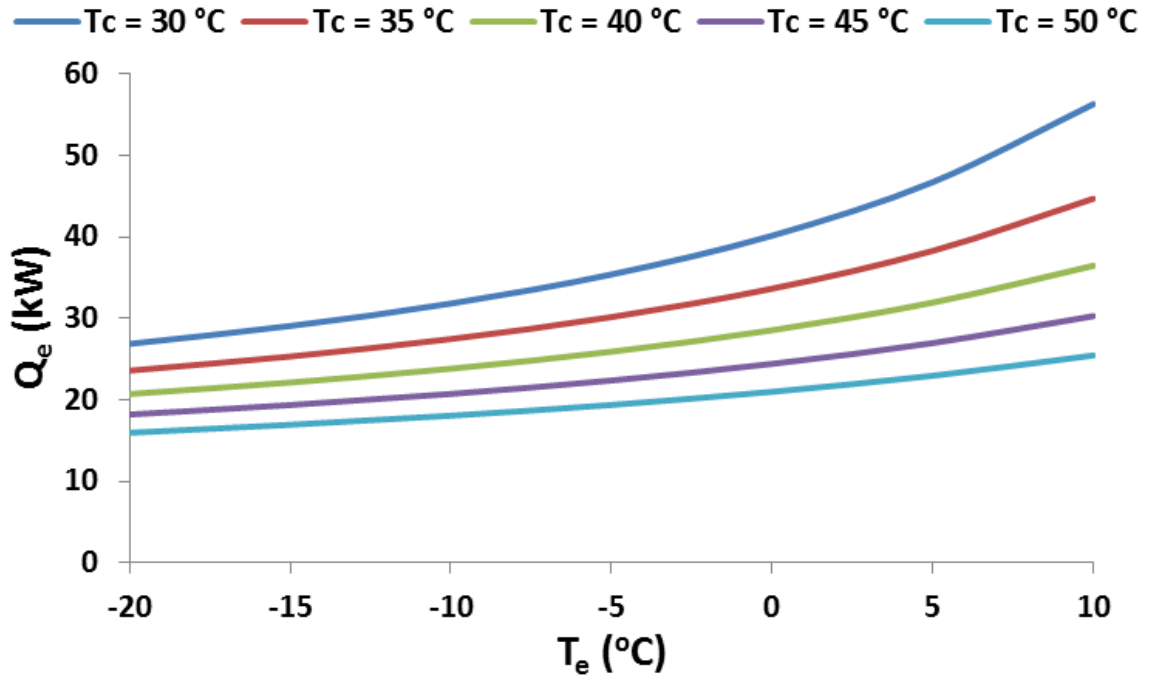
Εικόνα 5.47 Ηλεκτρικός συντελεστής συμπεριφοράς (COP_{el}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και b=0.5



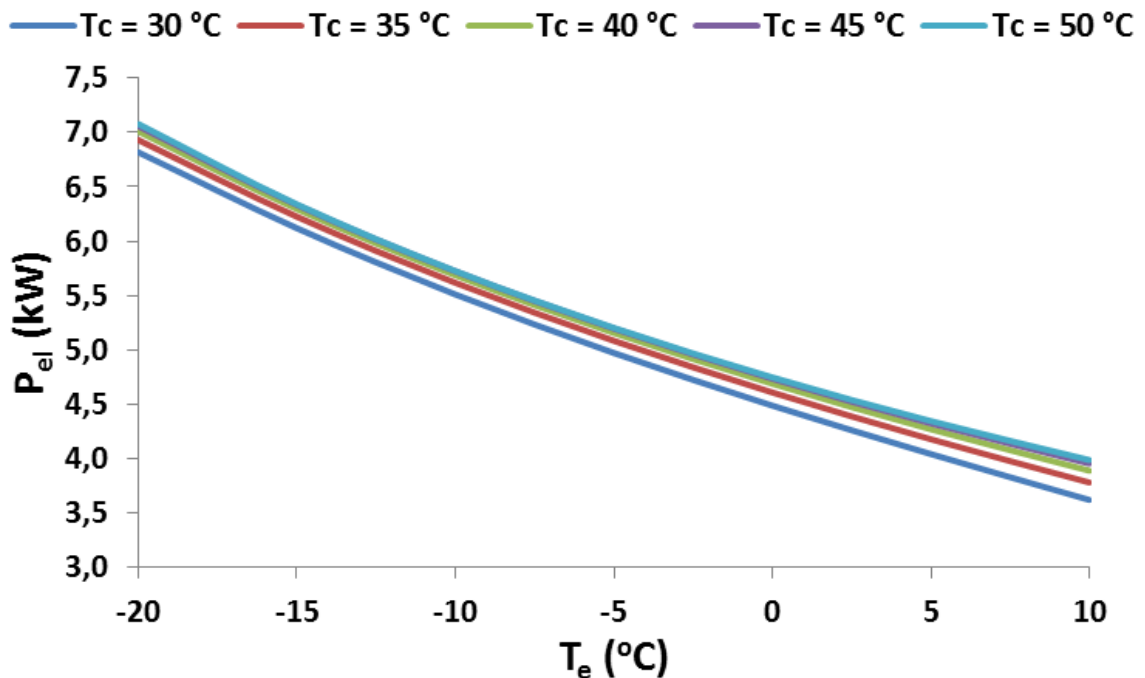
Εικόνα 5.48 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



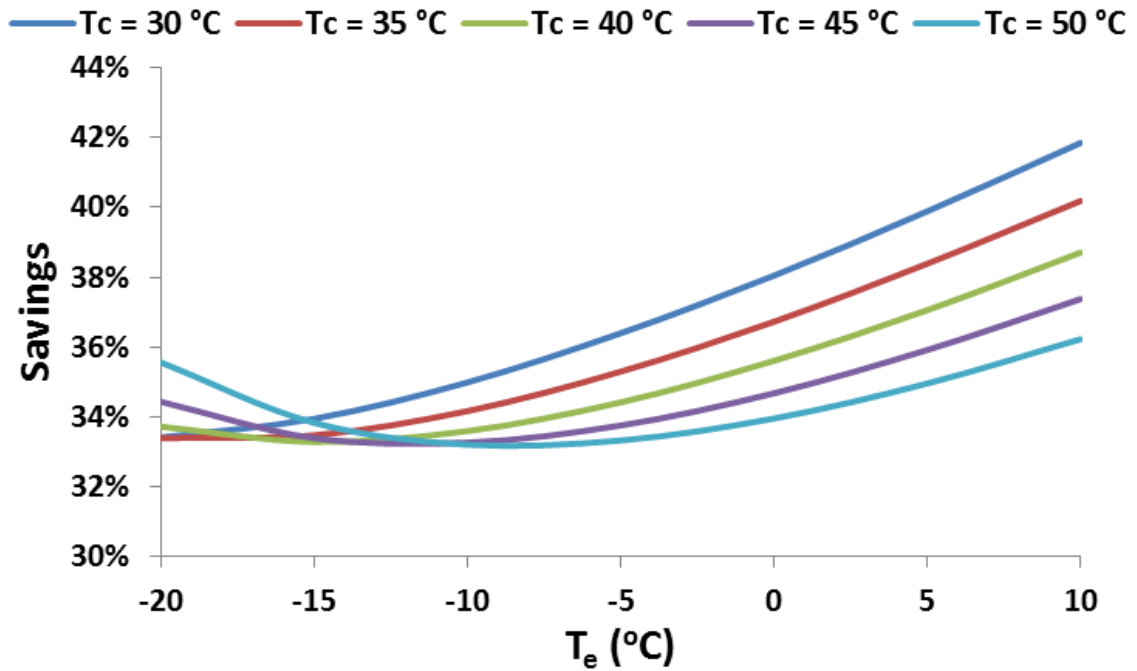
Εικόνα 5.49 Θερμότητα προσδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



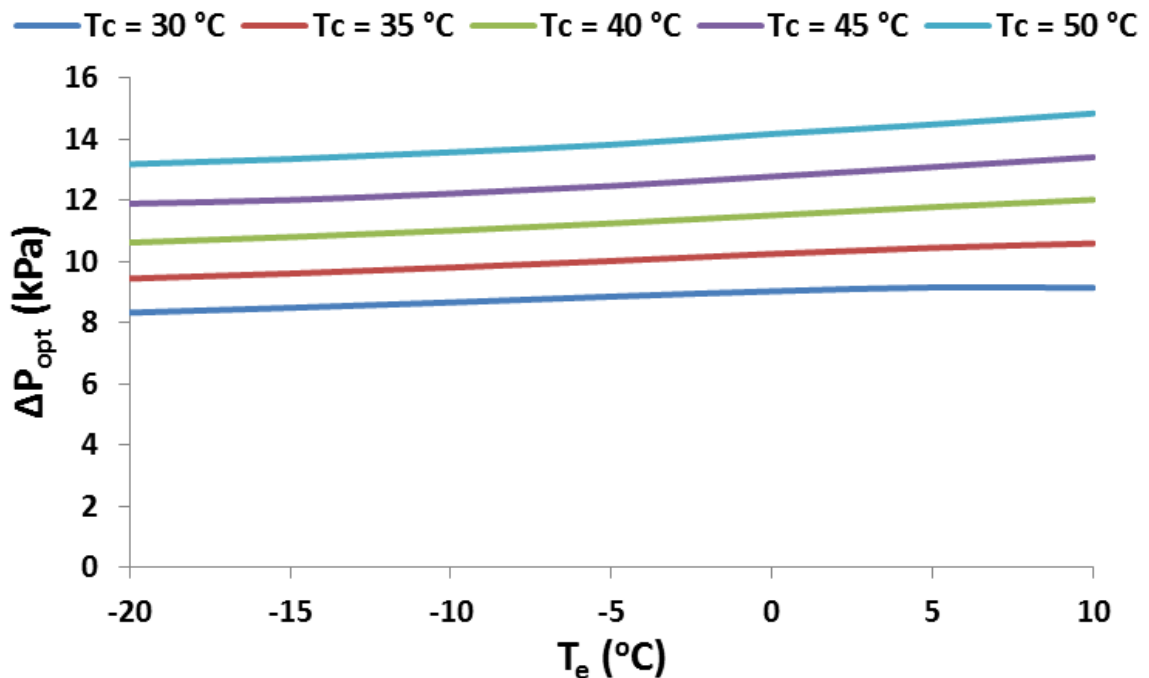
Εικόνα 5.50 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



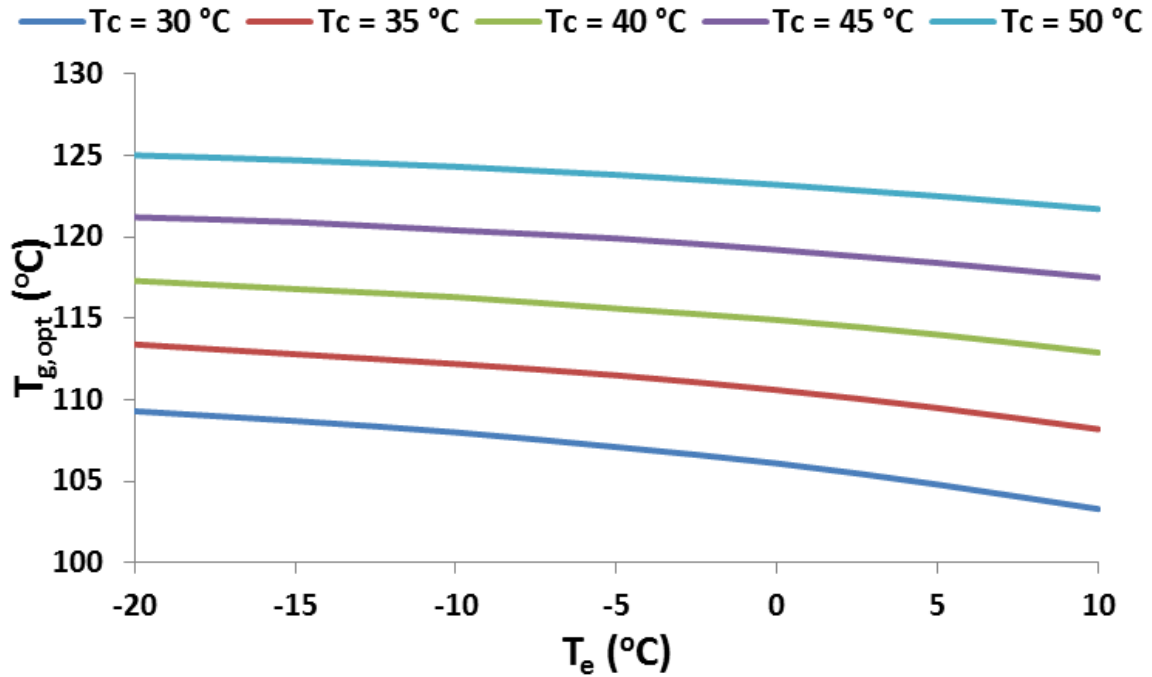
Εικόνα 5.51 Ηλεκτρική ισχύς απαιτούμενη στο συμπιεστή (P_{el}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



Εικόνα 5.52 Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας στο συμπιεστή (savings) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



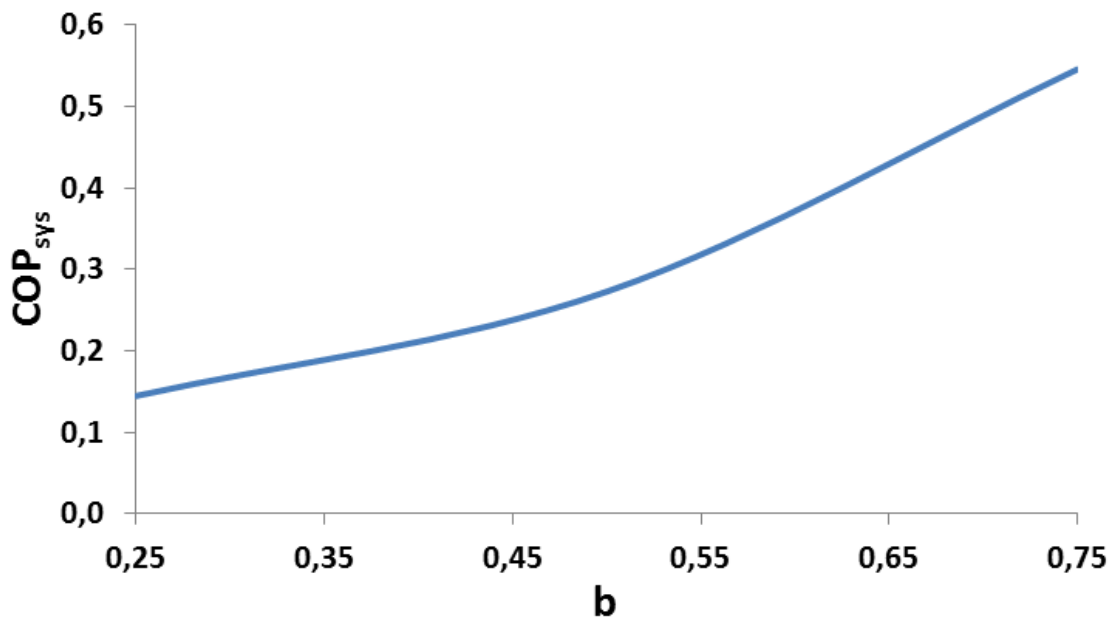
Εικόνα 5.53 Βέλτιστη πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



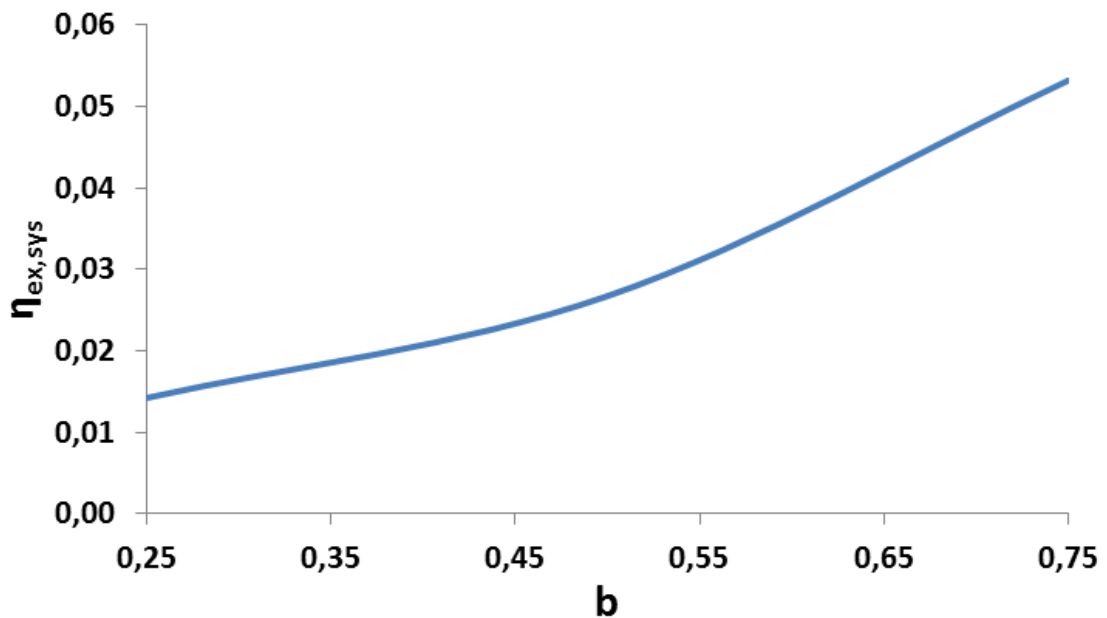
Εικόνα 5.54 Βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή ($T_{g,opt}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$

Στα διαγράμματα των συντελεστών συμπεριφοράς και των θερμοτήτων Q_u , Q_g , Q_e υπάρχει αύξηση του μεγέθους με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e), ενώ στο διάγραμμα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης ($\eta_{ex,sys}$) υπάρχει μείωση. Οι καμπύλες όλων αυτών των μεγεθών αυξάνουν τις τιμές τους καθώς η θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c) μειώνεται. Αυτό είναι λογικό γιατί μειώνεται διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης οπότε είναι ευκολότερο να παραχθεί ψύξη. Για τον ίδιο λόγο στην Εικόνα 5.51 φαίνεται μείωση της απαιτούμενης ηλεκτρικής ενέργειας (P_{el}) από το συμπιεστή με τη μείωση της T_c και την αύξηση της T_e . Στην Εικόνα 5.52 φαίνεται ότι η εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας εμφανίζει ελάχιστο σε διαφορετική θερμοκρασία ανάλογα με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Για T_c ίση με 30°C το σύστημα παρουσιάζει την μεγαλύτερη εξοικονόμηση σε σύγκριση με τις υπόλοιπες θερμοκρασίες για ένα εύρος από περίπου -15°C έως 10°C . Τα διαγράμματα των μεταβλητών βελτιστοποίησης, αντίθετα με τα προηγούμενα, δείχνουν μετατόπιση των καμπυλών προς υψηλότερες τιμές με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Τα ΔP_{opt} και $T_{g,opt}$ εμφανίζουν ελαφρά αύξηση και μείωση, αντίστοιχα, στις τιμές τους με την αύξηση της T_e .

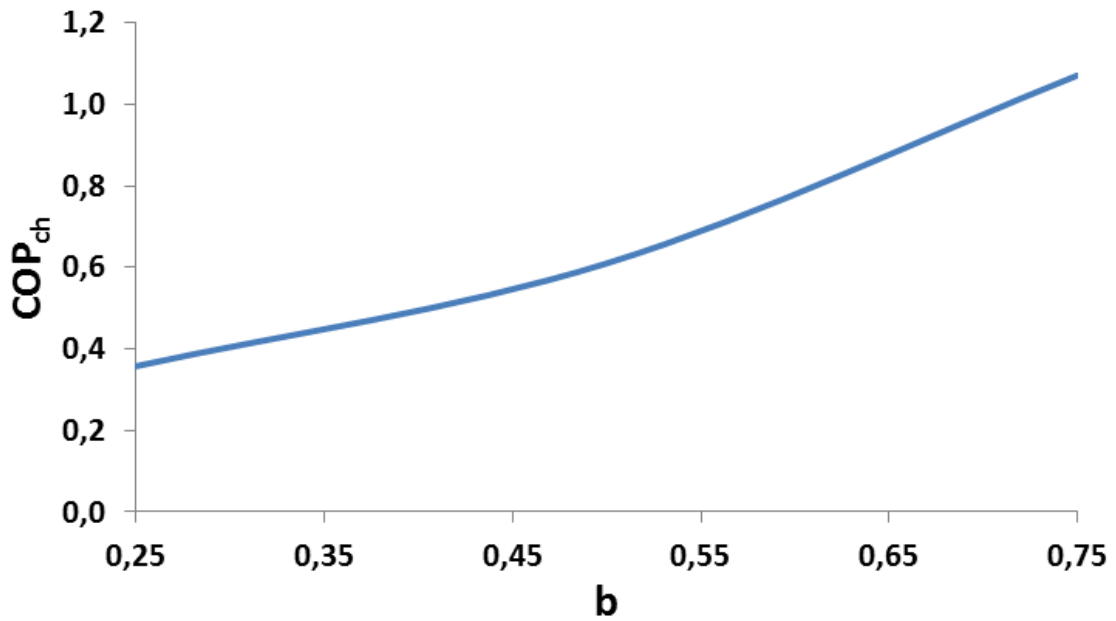
Στις Εικόνες 5.55-5.65 απεικονίζονται τα μεγέθη των προηγούμενων διαγραμμάτων για την τυπική περίπτωση όπου η T_c είναι ίση με 40°C και η T_e με 0°C , συναρτήσει της μεταβλητής b για το ψυκτικό μέσο R141b. Στο σημείο αυτό πρέπει να αναφερθεί ότι στα διαγράμματα το b λαμβάνει τιμή από 0.25 έως 0.75 καθώς για b ίσο με 0 ή ίσο με 1 το σύστημα εκφυλίζεται σε άλλο σύστημα όπως ήδη αναφέρθηκε.



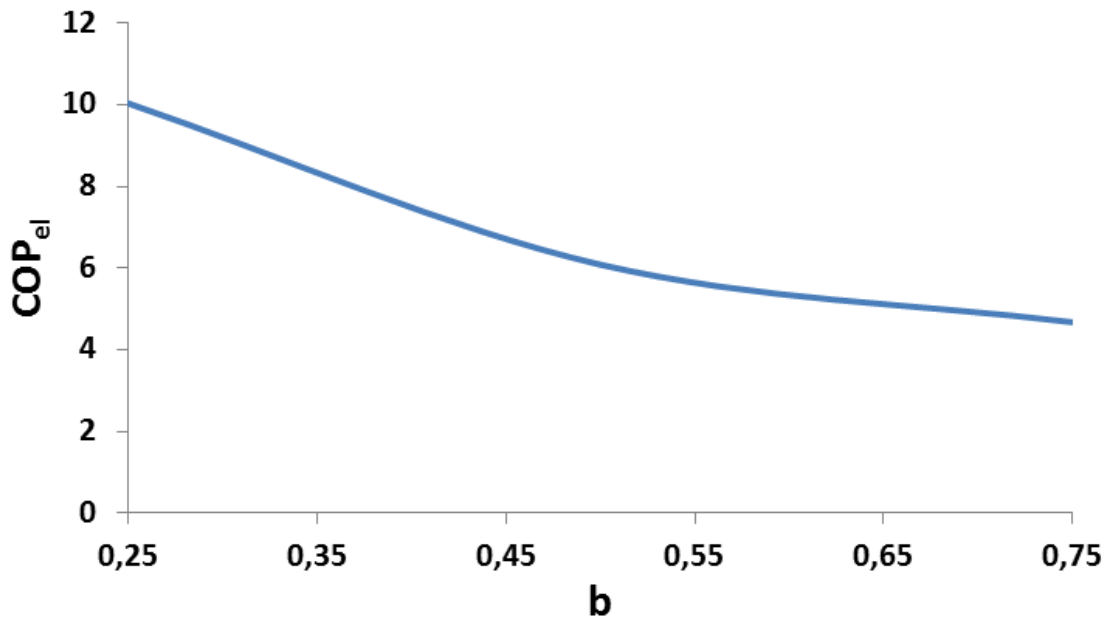
Εικόνα 5.55 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



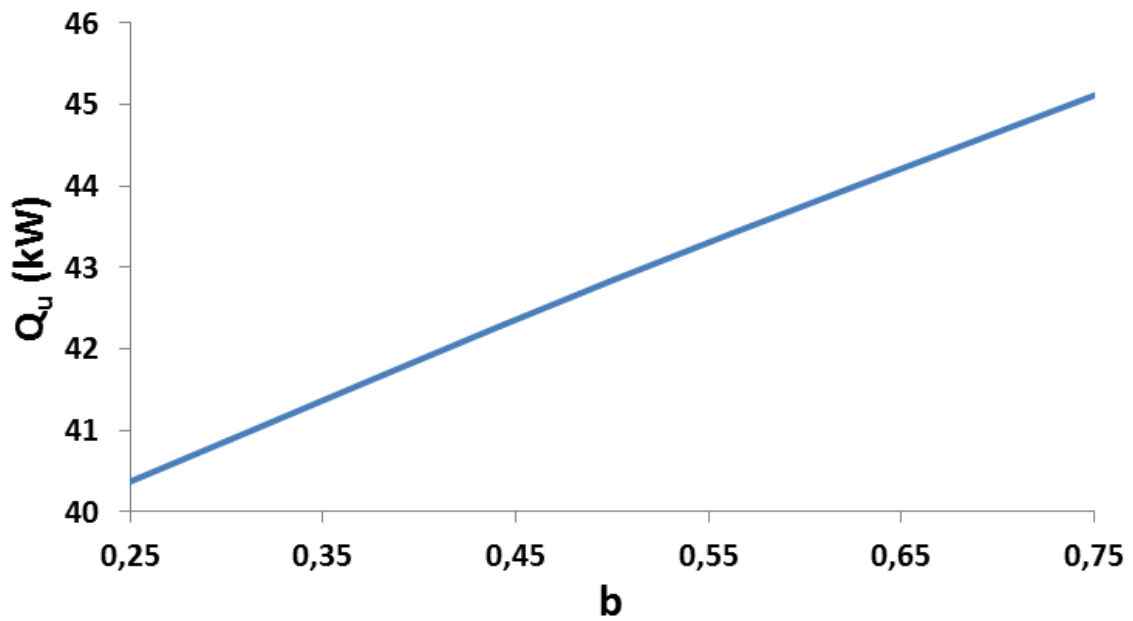
Εικόνα 5.56 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



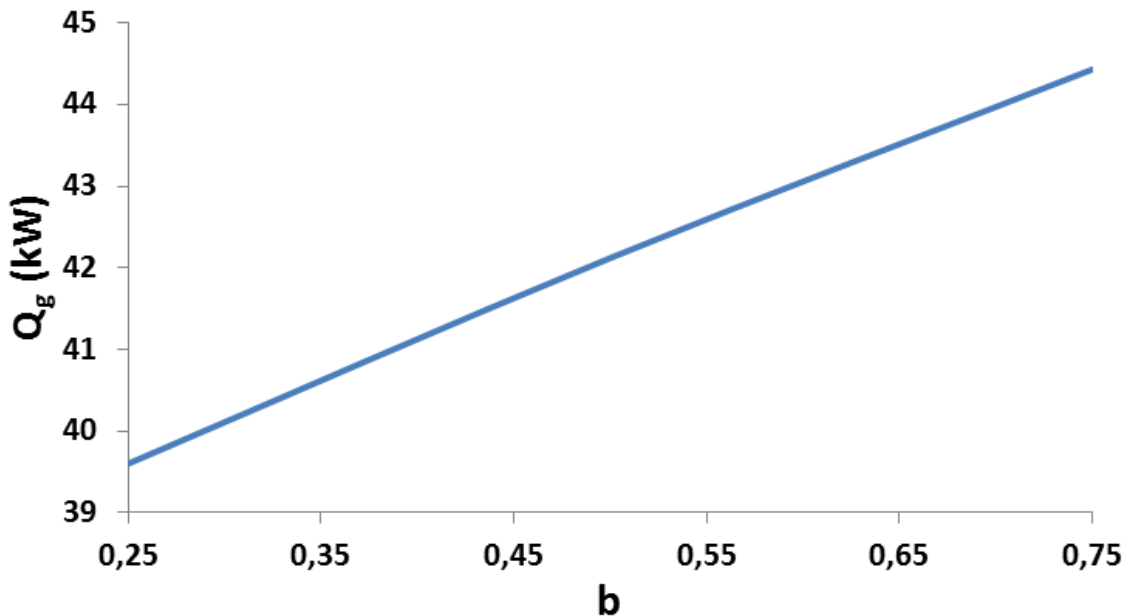
Εικόνα 5.57 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



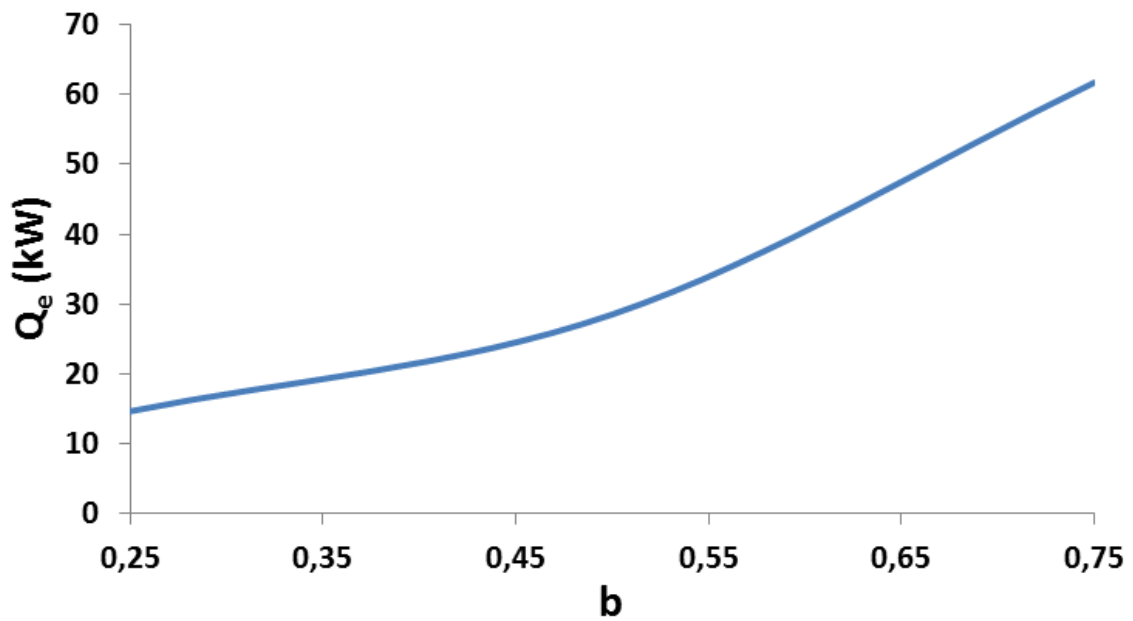
Εικόνα 5.58 Ηλεκτρικός συντελεστής συμπεριφοράς (COP_{el}) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



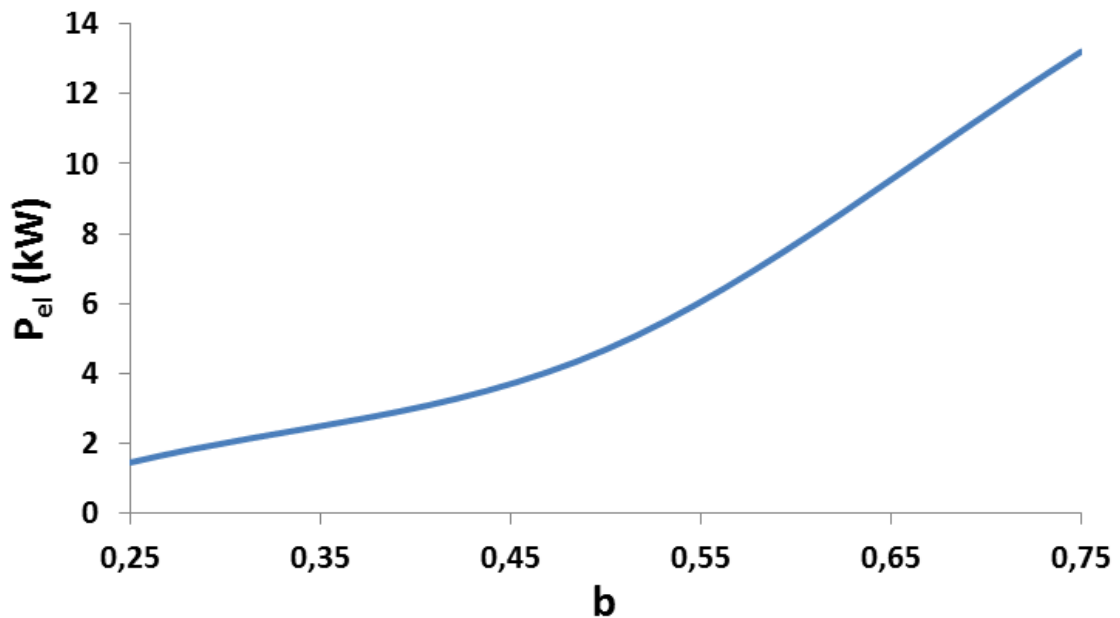
Εικόνα 5.59 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



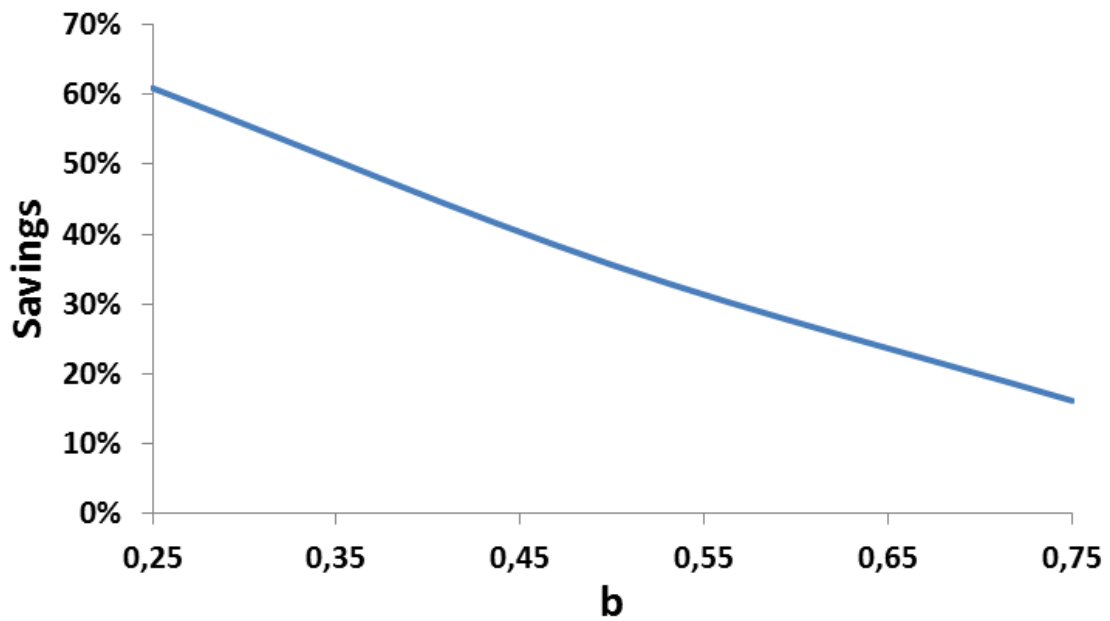
Εικόνα 5.60 Θερμότητα προσδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



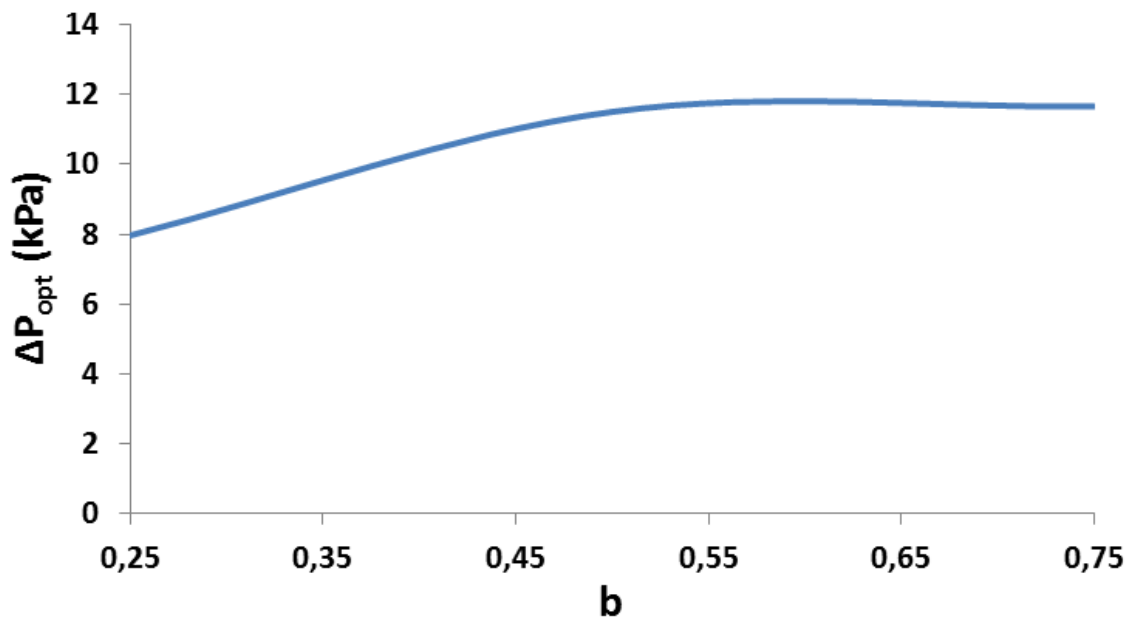
Εικόνα 5.61 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



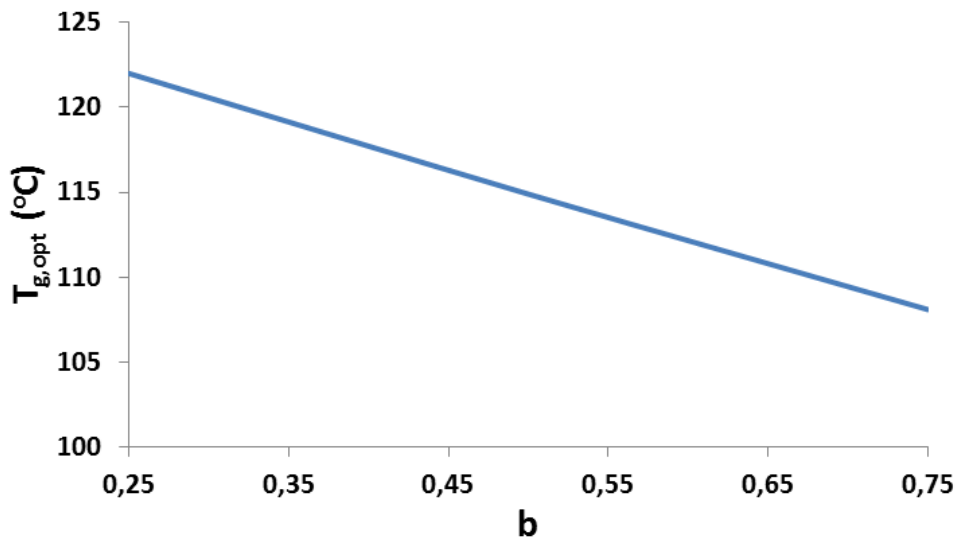
Εικόνα 5.62 Ηλεκτρική ισχύς απαιτούμενη στο συμπιεστή (P_{el}) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



Εικόνα 5.63 Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας στο συμπιεστή (savings) συναρτήσει της μεταβλητής **b** για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



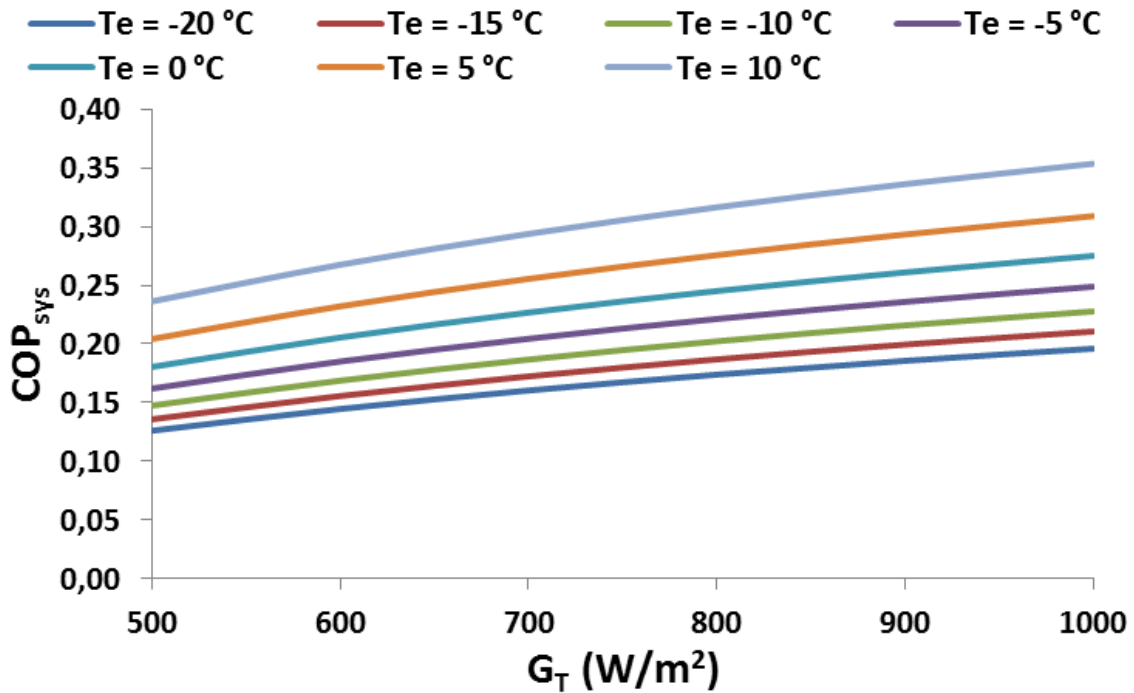
Εικόνα 5.64 Βέλτιστη πτώση πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) συναρτήσει της μεταβλητής **b** για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



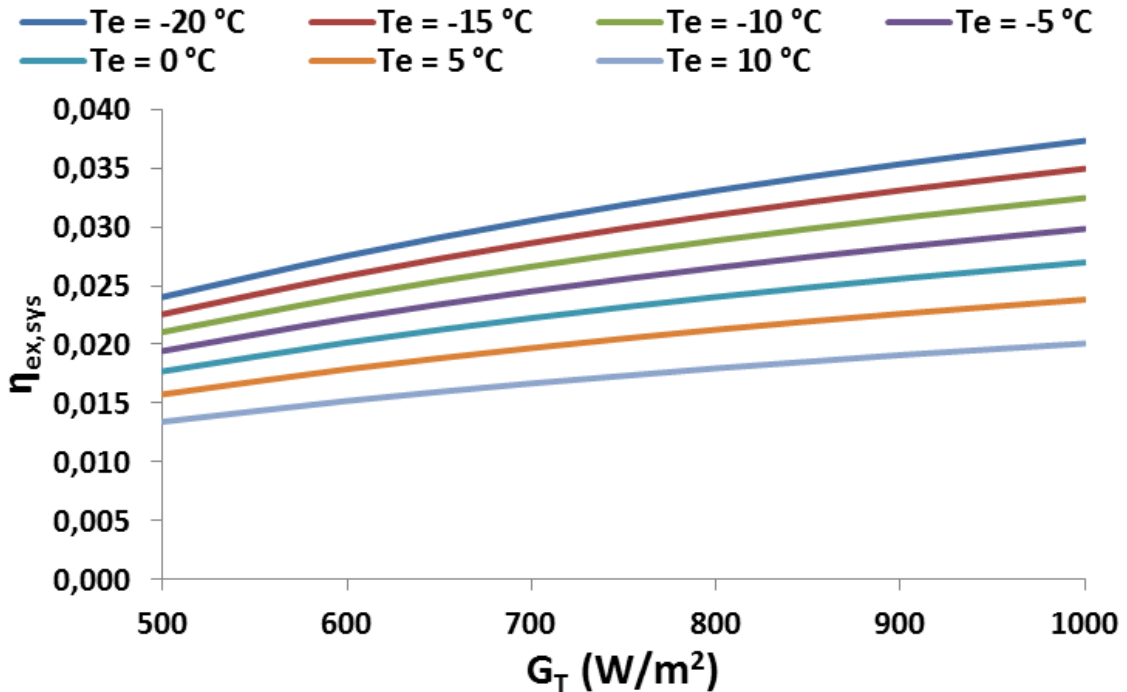
Εικόνα 5.65 Βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή ($T_{g,opt}$) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b

Από τα διαγράμματα που προηγήθηκαν συμπεραίνεται ότι η αύξηση της μεταβλητής b και συνεπώς του λόγου πίεσης του συμπιεστή, οδηγεί στην παράλληλη αύξηση των COP_{sys} , $\eta_{\text{ex,sys}}$, COP_{ch} , Q_u , Q_g , Q_e και P_{el} . Αντίθετα, ο ηλεκτρικός συντελεστής συμπεριφοράς (COP_{el}) μειώνεται καθώς αυξάνει το b . Μείωση εμφανίζει και η εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας στο συμπιεστή, όπως αναμενόταν, αφού ο συμπιεστής λειτουργεί όλο και περισσότερο. Η βέλτιστη πτώση πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) έχει αυξητική τάση μέχρι περίπου την τιμή 0.55, όπου στη συνέχεια φαίνεται να σταθεροποιείται. Η δεύτερη παράμετρος βελτιστοποίησης $T_{g,opt}$ εμφανίζει συνεχώς μειούμενη τιμή με την αύξηση του b που σημαίνει ότι μπορούν να προσδοθούν μεγαλύτερα ποσά θερμότητας στον αναγεννητή, όπως επαληθεύεται στην Εικόνα 5.59. Αυτή η συμπεριφορά ήταν αναμενομένη καθώς όσο περισσότερο καλύπτει την αύξηση της πίεσης ο συμπιεστής τόσο μικρότερη διαφορά πίεσης-θερμοκρασίας πρέπει να καλύψει ο εγχυτήρας οπότε απαιτούνται μικρότερες $T_{g,opt}$ όπως δείχθηκε στο πρώτο σύστημα.

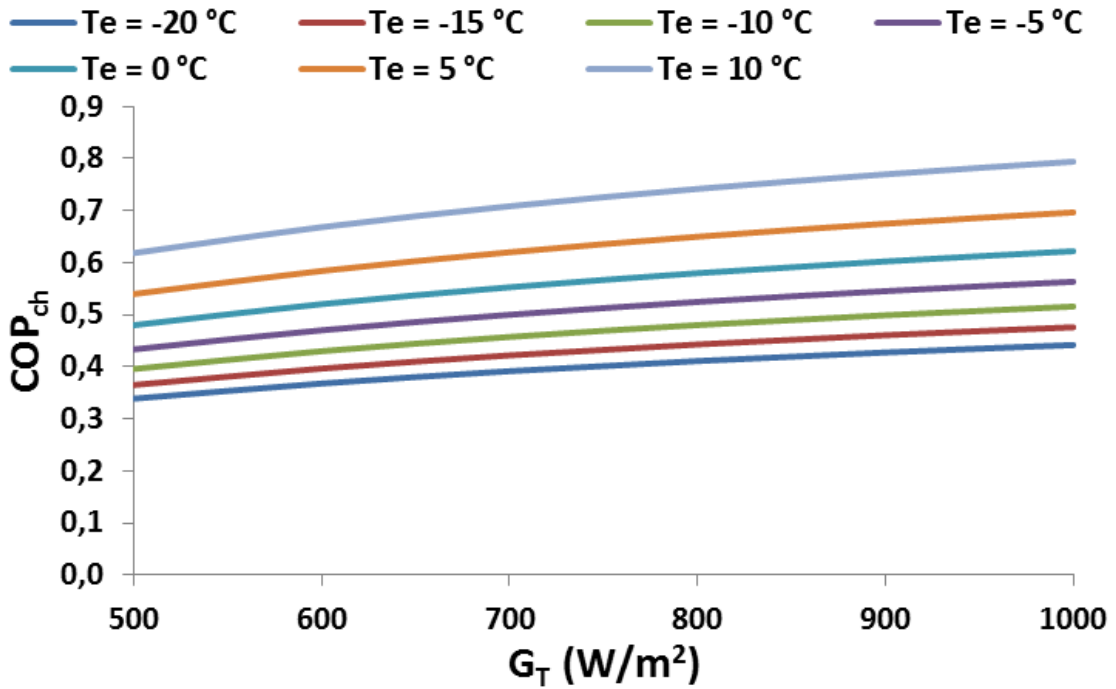
Τέλος, εξετάζεται στο σύστημα αυτό η επίδραση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στα διαγράμματα των Εικόνων 5.66-5.74 με ψυκτικό μέσο το R141b. Τα μεγέθη των διαγραμμάτων αυτών είναι και πάλι τα COP_{sys} , $\eta_{\text{ex,sys}}$, COP_{ch} , Q_u , Q_g , Q_e , P_{el} , η εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας (savings) σε σχέση με το τυπικό σύστημα συμπίεσης ατμού, το ΔP_{opt} και το $T_{g,opt}$ που παρουσιάζονται συναρτήσει της προσπίπτουσας ακτινοβολίας (G_T) με παράμετρο τη θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) για σταθερή θερμοκρασία συμπυκνωτή (T_c) ίση με 40°C και b ίσο με 0.5. Το COP_{el} όπως δείχνει η εξίσωση (4.43), αν γίνει αντικατάσταση από τις εξισώσεις (4.39) και (4.44), παραμένει σταθερό για σταθερά T_e , T_c και b ανεξάρτητα από τη G_T . Το ίδιο συμβαίνει και με την εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας καθώς το COP του συστήματος συμπίεσης ατμού παραμένει σταθερό και δεν εξαρτάται από τη G_T ενώ η ψύξη που παράγει είναι ίση με αυτή του εξεταζόμενου συστήματος.



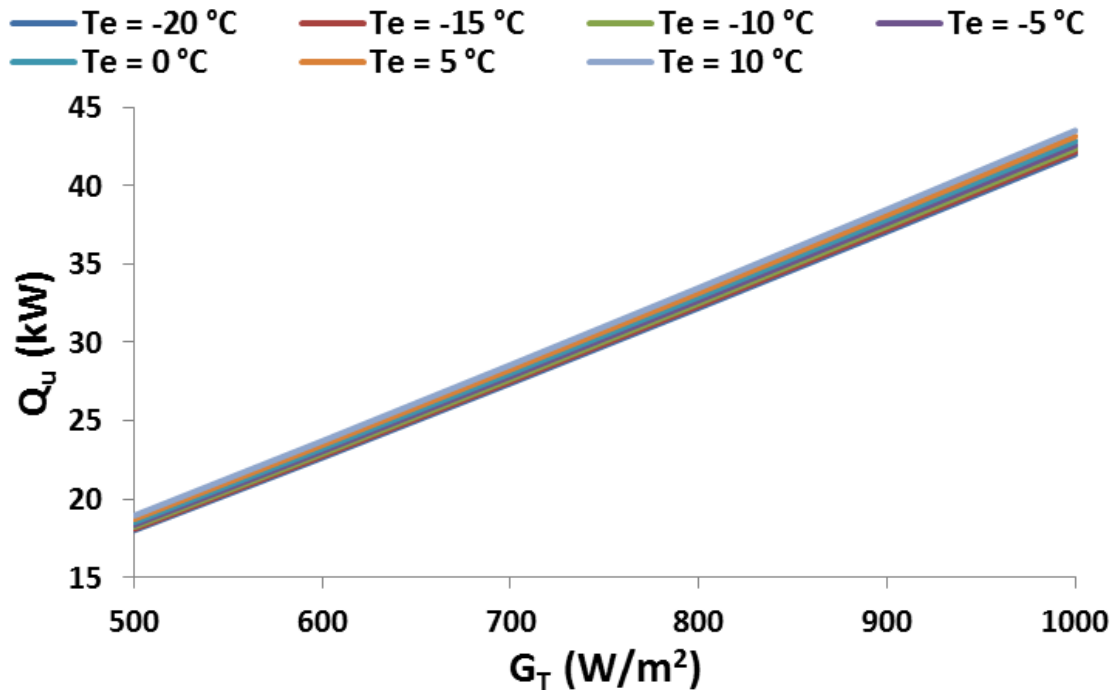
Εικόνα 5.66 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40$ °C, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



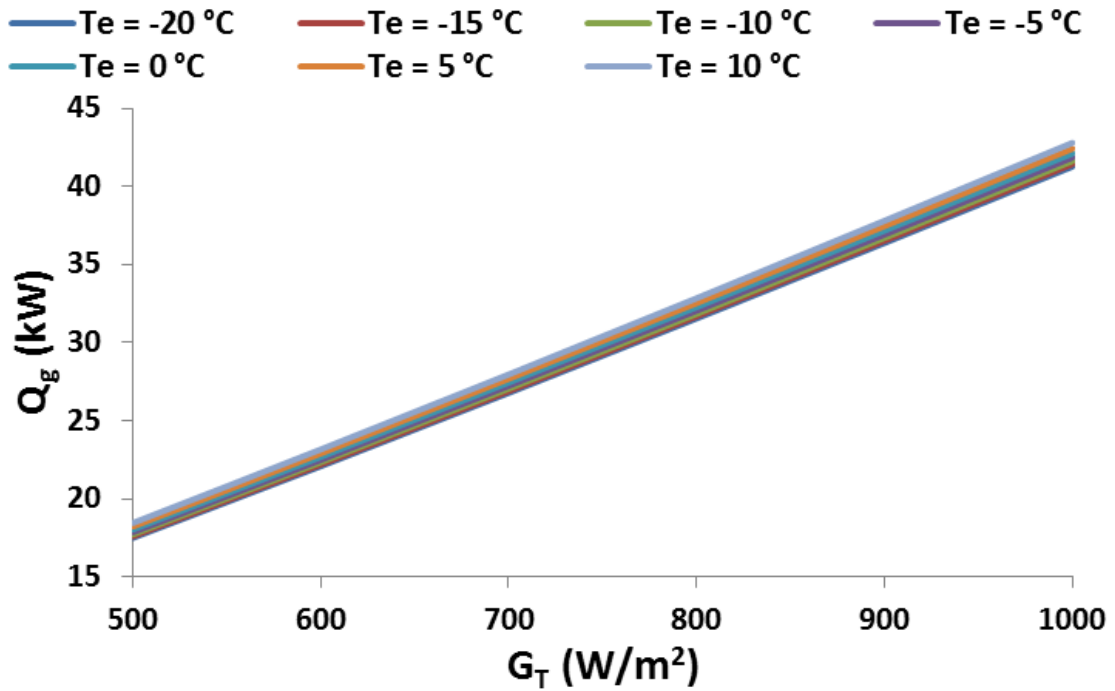
Εικόνα 5.67 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40$ °C, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



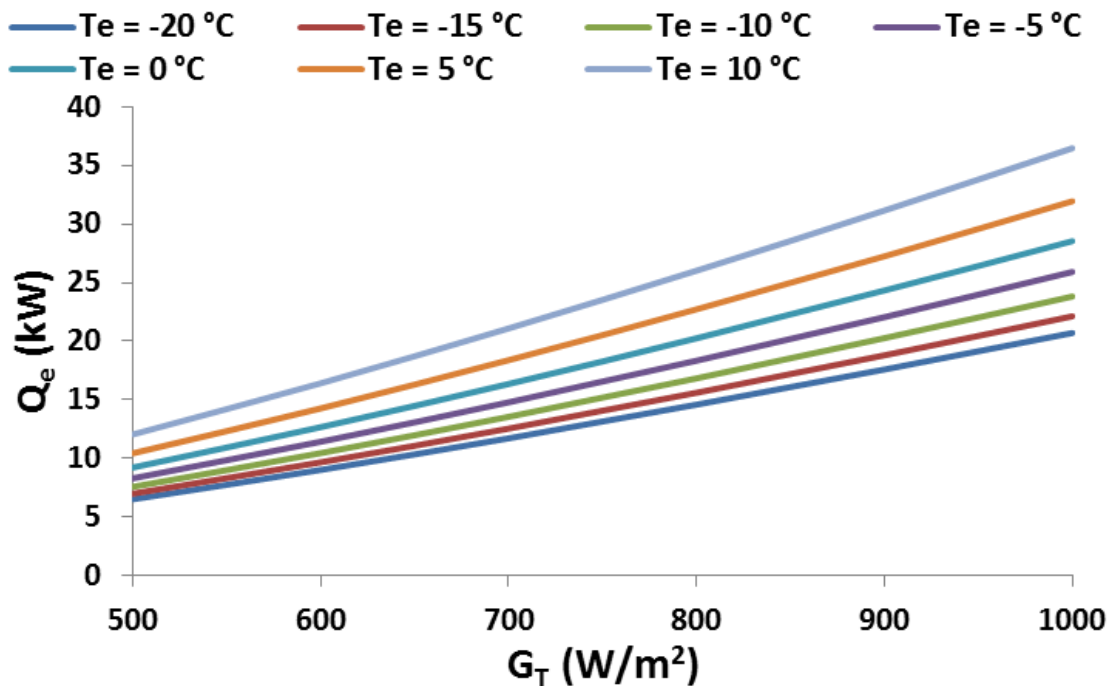
Εικόνα 5.68 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c=40°C, ψυκτικό μέσο R141b και b=0.5



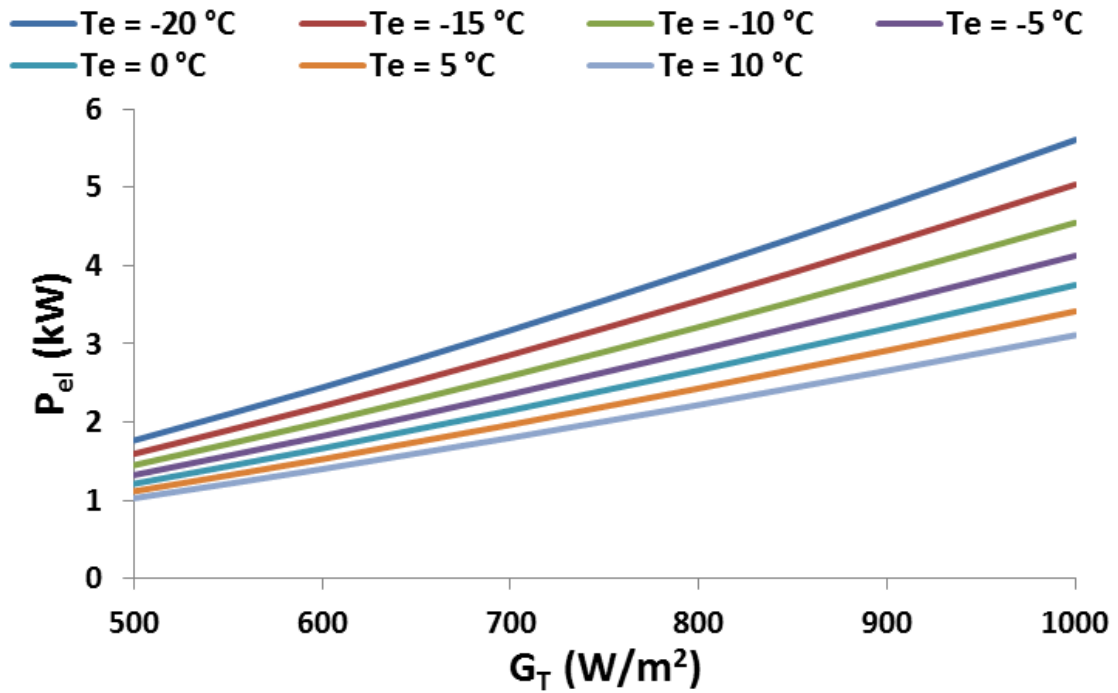
Εικόνα 5.69 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c=40°C, ψυκτικό μέσο R141b και b=0.5



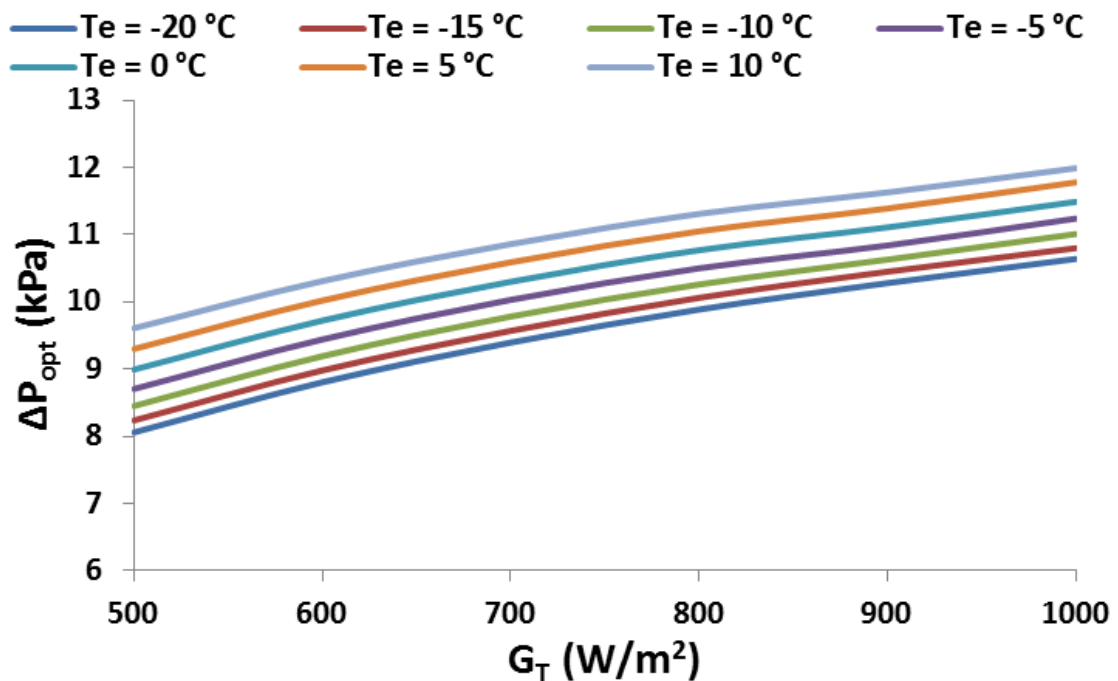
Εικόνα 5.70 Θερμότητα προδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40$ °C, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



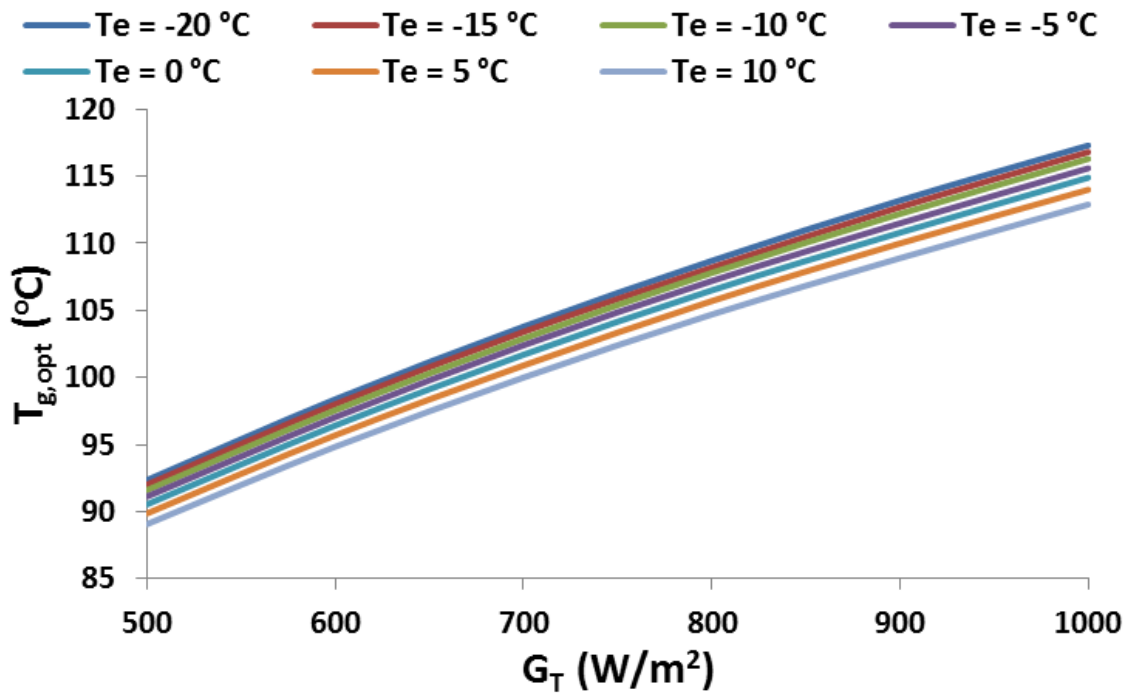
Εικόνα 5.71 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40$ °C, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



Εικόνα 5.72 Ηλεκτρική ισχύς απαιτούμενη στο συμπιεστή (P_{el}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



Εικόνα 5.73 Βέλτιστη πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP_{opt}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$

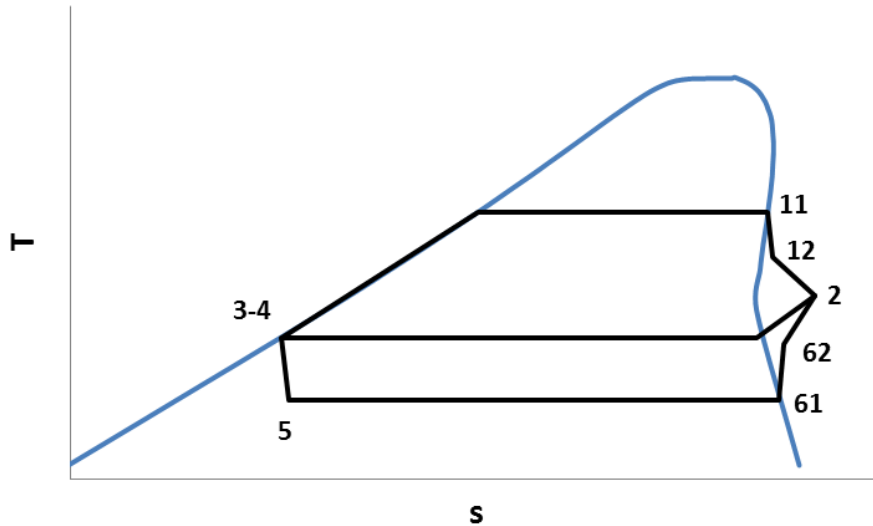


Εικόνα 5.74 Βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή ($T_{g,opt}$) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$

Παρατηρείται ότι η προσπίπτουσα ακτινοβολία (G_T) έχει αυξητική επίδραση σε όλα τα παρουσιαζόμενα μεγέθη στα πιο πάνω διαγράμματα. Επίσης, επαληθεύεται το γεγονός ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος (COP_{sys}), ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη (COP_{ch}) η ωφέλιμη θερμότητα (Q_u), η θερμότητα στον αναγεννητή (Q_g) και η ψυκτική ισχύς (Q_e) αυξάνουν με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e), ενώ ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{\text{ex,sys}}$) και η καταναλισκόμενη στον συμπιεστή ηλεκτρική ενέργεια (P_{el}) μειώνεται. Τα ΔP_{opt} και $T_{g,opt}$ εμφανίζουν αύξηση και μείωση, αντίστοιχα, στις τιμές τους με την αύξηση της T_e , όπως έχει ήδη αναφερθεί.

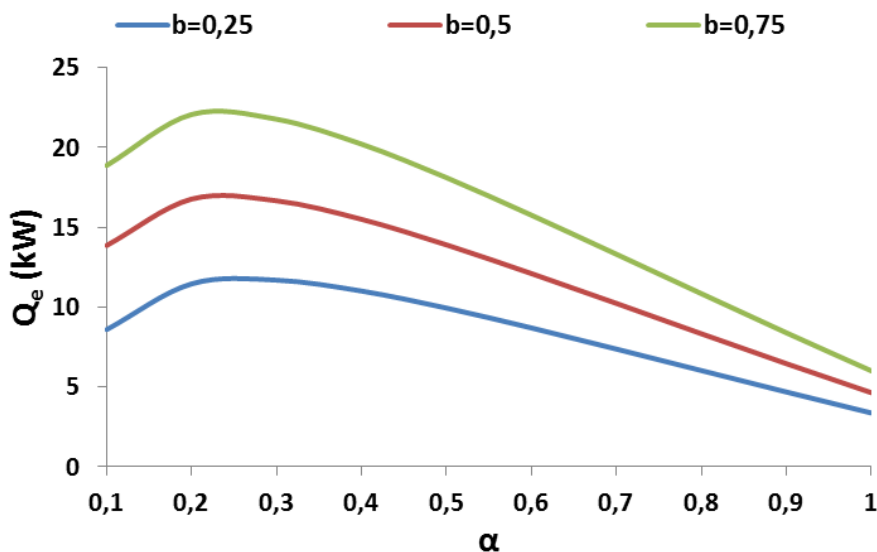
5.3 Τρίτο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή

Στο τρίτο σύστημα γίνεται η προσθήκη ενός στρόβιλου μεταξύ της εξόδου του αναγεννητή και της εισόδου της κύριας ροής στον εγχυτήρα. Ο στρόβιλος αυτός συνδέεται μηχανικά με τον συμπιεστή τον οποίο και κινεί. Η Εικόνα 5.75 απεικονίζει ποιοτικά τον κύκλο του ψυκτικού μέσου σε διάγραμμα T-s.

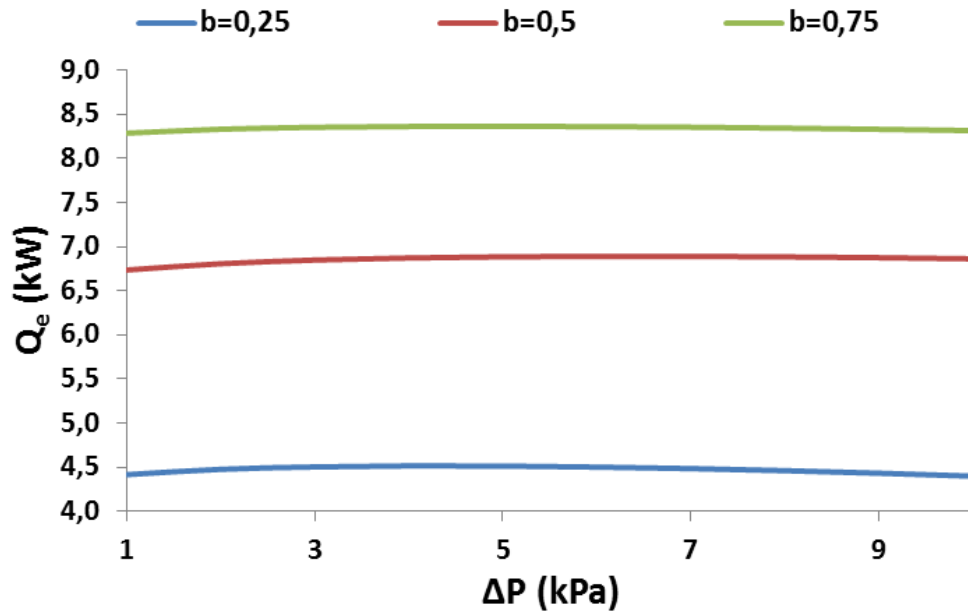


Εικόνα 5.75 Διάγραμμα T-s για τον κύκλο του ψυκτικού μέσου του τρίτου συστήματος

Έχει αναφερθεί ότι στο σύστημα αυτό γίνεται μονοπαραμετρική βελτιστοποίηση της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος (Q_e) με μεταβλητή το α που ορίζεται από την εξίσωση (4.52) και αποτελεί μια αδιάστατη μεταβλητή της πίεσης εισόδου στο στρόβιλο. Αυτό είναι ισοδύναμο με τη βελτιστοποίηση του COP_{sys} καθώς το Q_{sol} παραμένει σταθερό. Στην Εικόνα 5.76 δίνεται διάγραμμα που παρουσιάζει την ύπαρξη βέλτιστου σημείου για διαφορετικές τιμές της μεταβλητής b και ψυκτικό μέσο το R141b που θα αποδειχθεί ότι είναι αποδοτικότερο έναντι των υπολοίπων. Ακόμη, η Εικόνα 5.77 δείχνει ότι το ψυκτικό αποτέλεσμα μπορεί να θεωρηθεί ουσιαστικά ανεξάρτητο της πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP), για διαφορετικές τιμές του b και το ίδιο ψυκτικό μέσο. Έτσι επιλέγεται μία τυχαία τιμή για την επίλυση του συστήματος. Στα διαγράμματα αυτά των Εικόνων 5.76 και 5.77 έχει επιλεγθεί ενδεικτικά ένα ζεύγος θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) και συμπύκνωσης (T_c) αλλά η συμπεριφορά είναι ανάλογη και για τα υπόλοιπα.

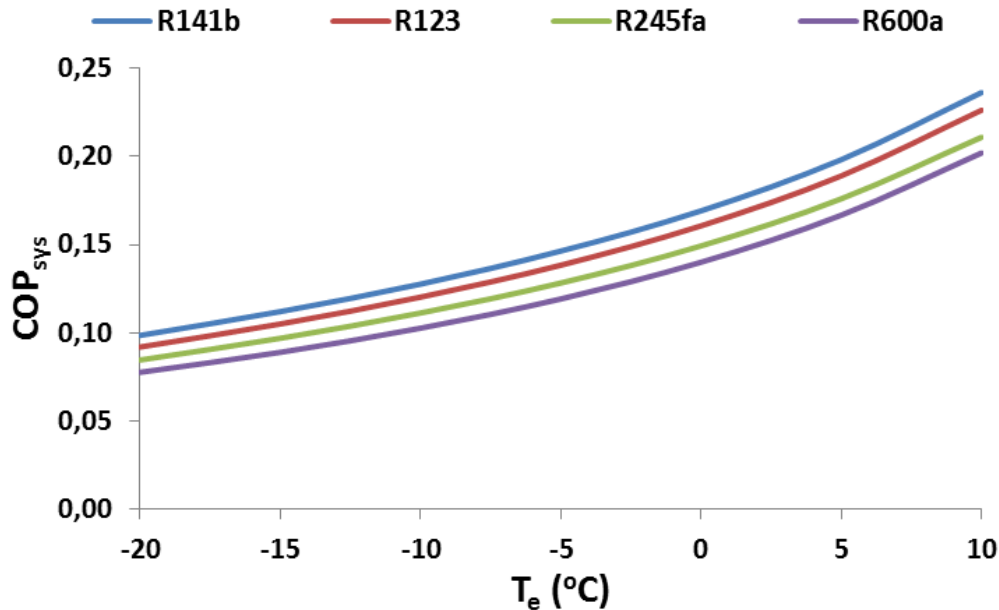


Εικόνα 5.76 Ψυκτική ισχύς (Q_e) συναρτήσεως του α με παράμετρο τη μεταβλητή b για $T_e=0^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b

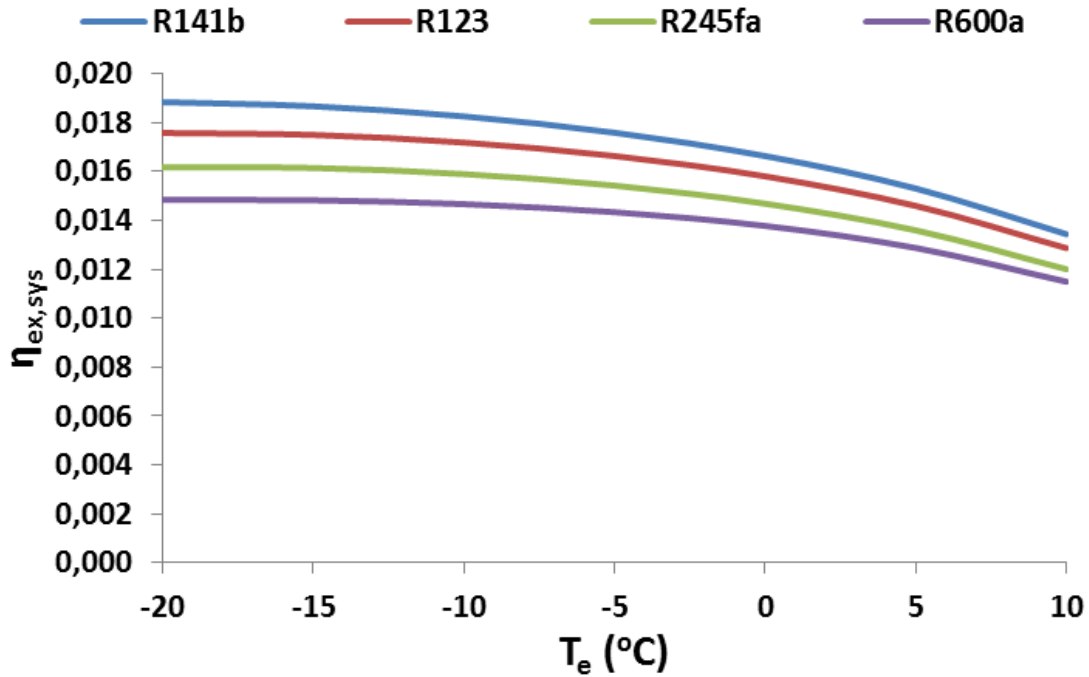


Εικόνα 5.77 Ψυκτική ισχύς (Q_e) συναρτήσει της πτώσης πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP) με παράμετρο τη μεταβλητή b για $T_e=-20^\circ\text{C}$, $T_c=50^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b

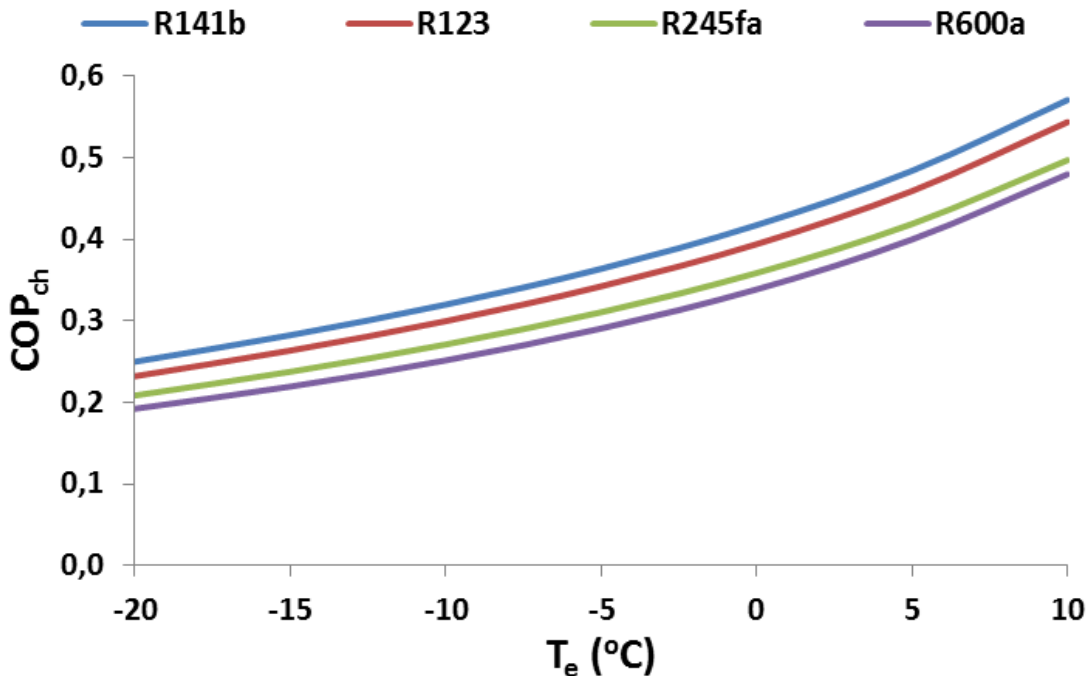
Στις Εικόνες 5.78-5.84 παρουσιάζονται για θερμοκρασία συμπυκνωτή (T_c) ίση με 40°C τα διαγράμματα του συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (COP_{sys}), του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος ($\eta_{\text{ex,sys}}$), του συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη (COP_{ch}), της ωφέλιμης θερμότητας στους συλλέκτες (Q_u), της θερμότητας στον αναγεννητή (Q_g), της ψυκτικής ισχύος (Q_e) και της βελτιστοποιημένης τιμής του α (α_{opt}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης για τα τέσσερα ψυκτικά μέσα που εξετάστηκαν και τιμή της μεταβλητής b ίση με 0.5.



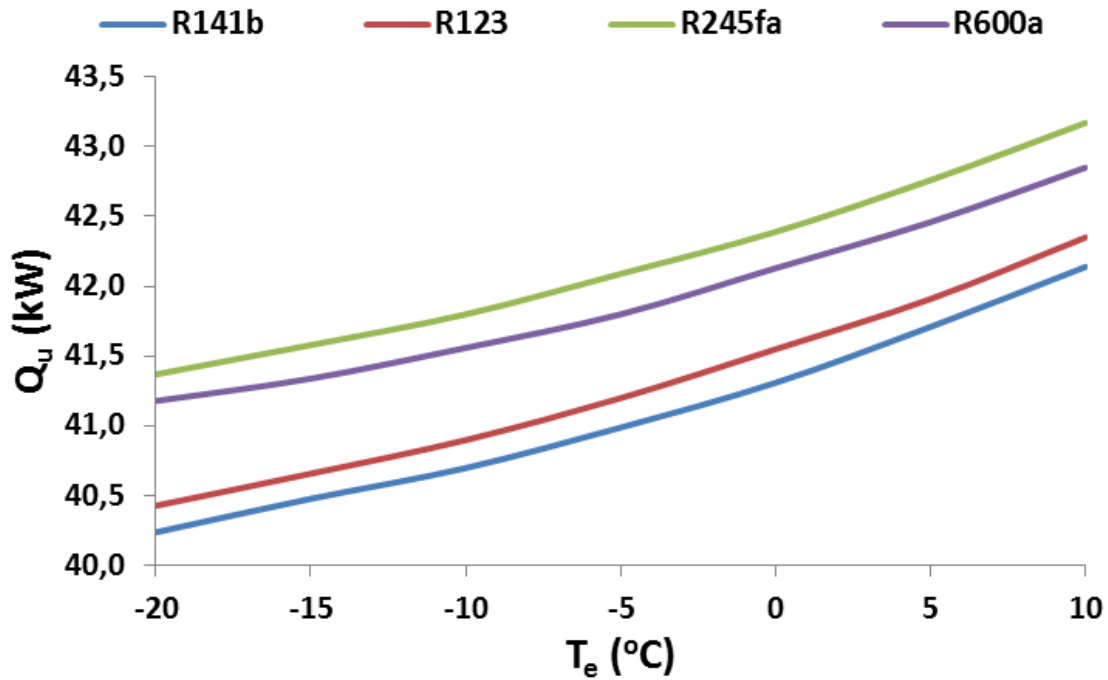
Εικόνα 5.78 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



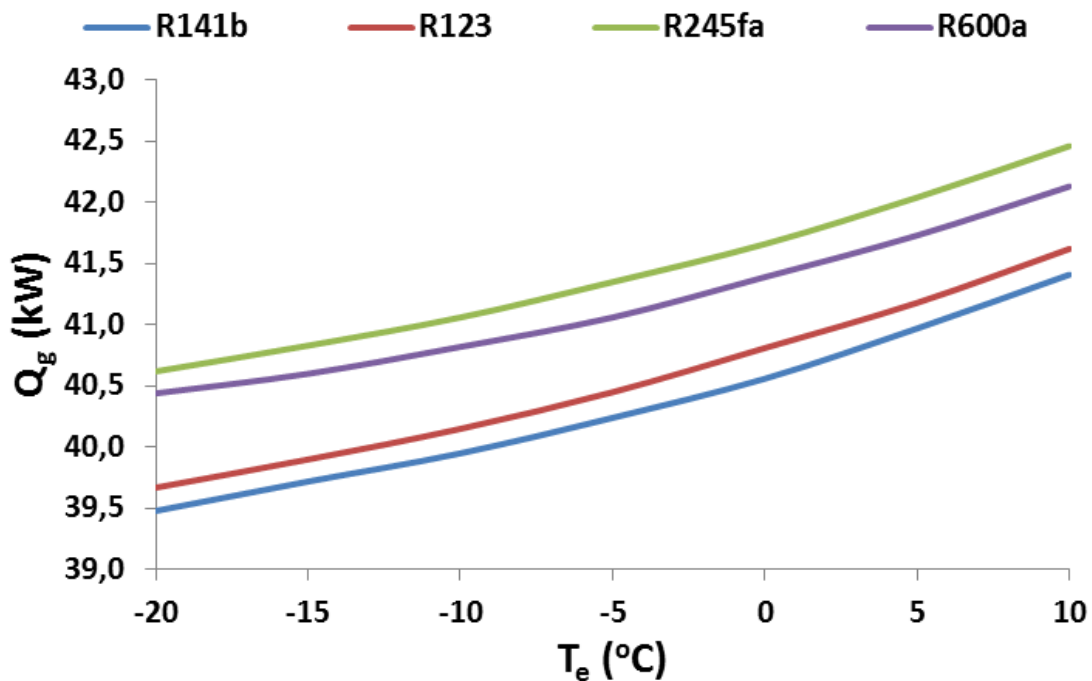
Εικόνα 5.79 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}C$ και $b=0.5$



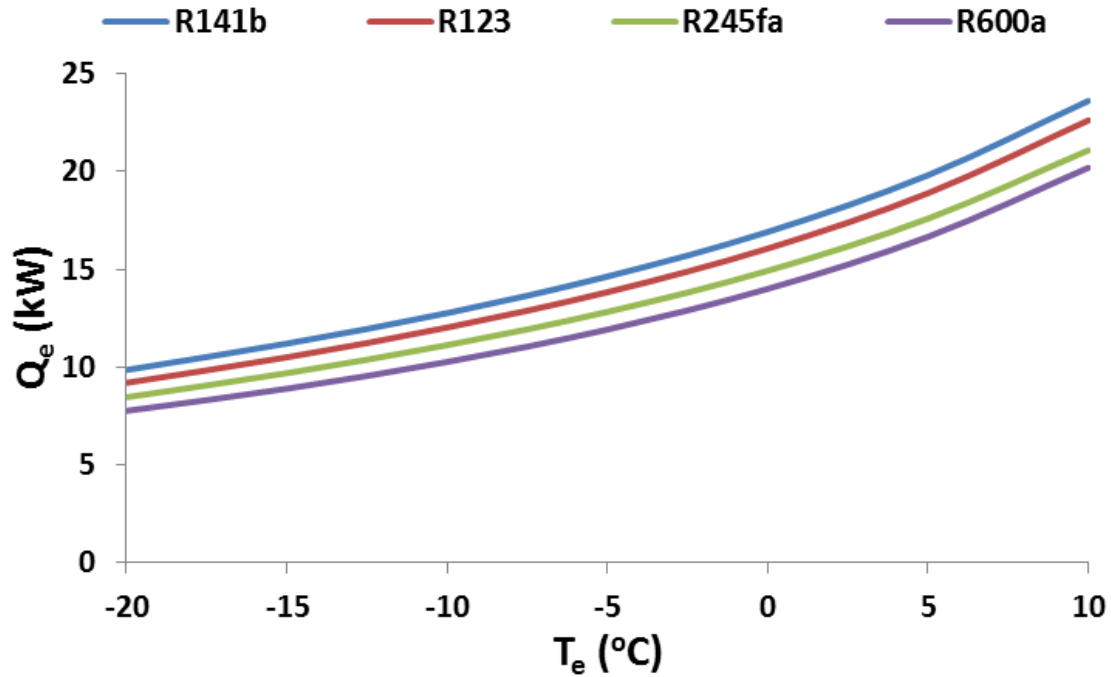
Εικόνα 5.80 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}C$ και $b=0.5$



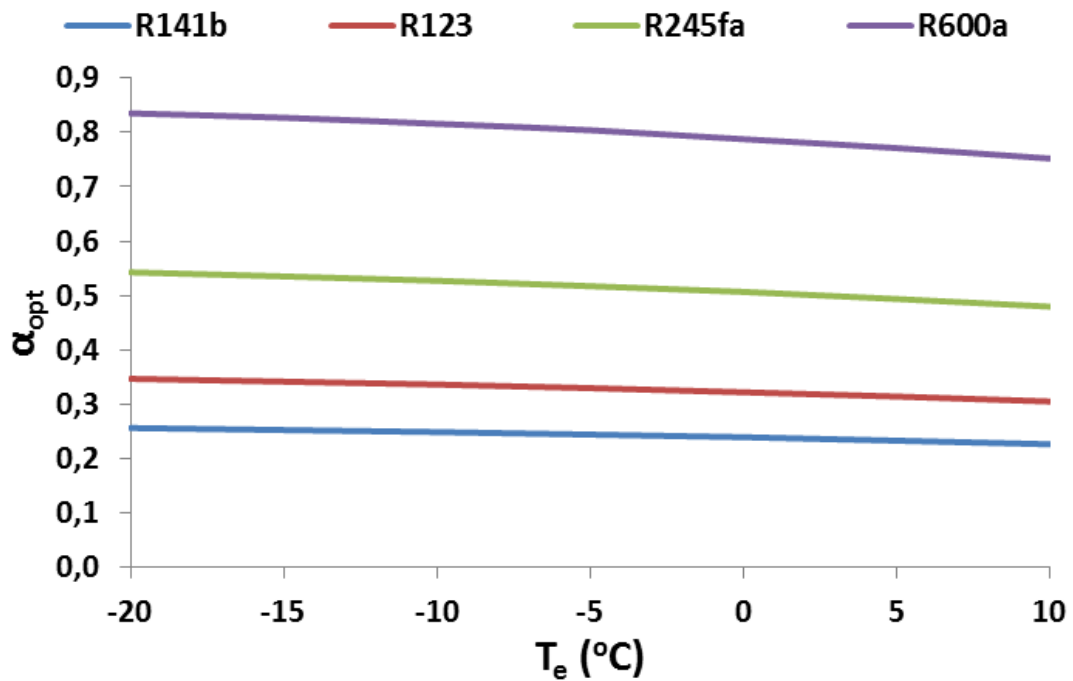
Εικόνα 5.81 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



Εικόνα 5.82 Θερμότητα προσδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



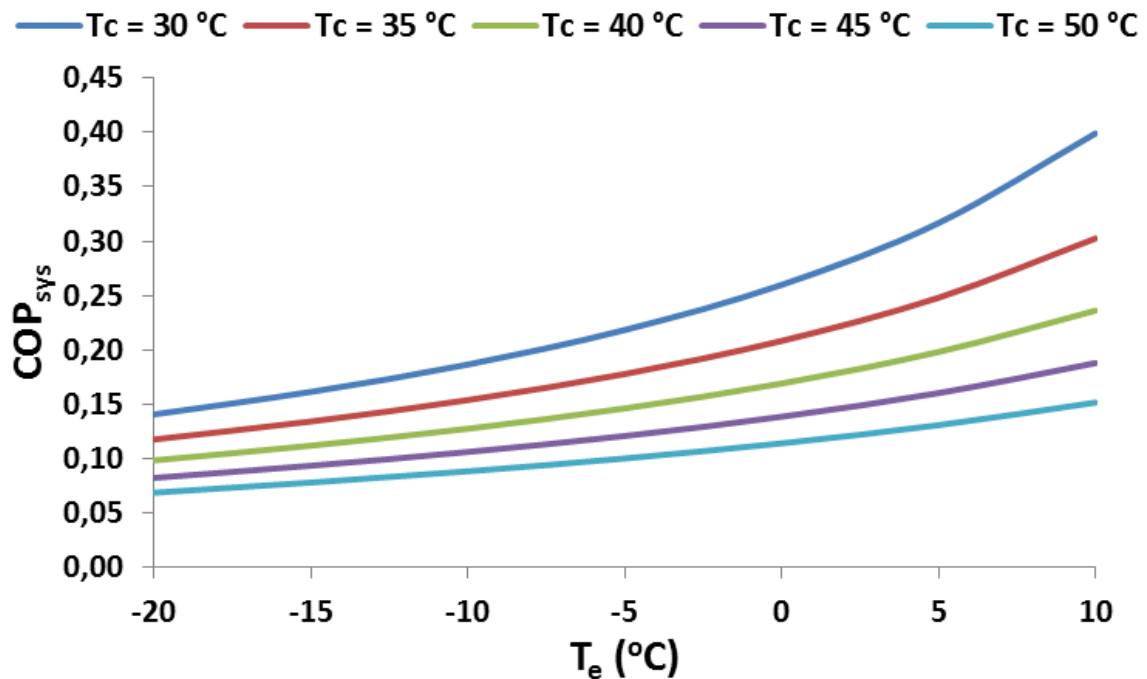
Εικόνα 5.83 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$



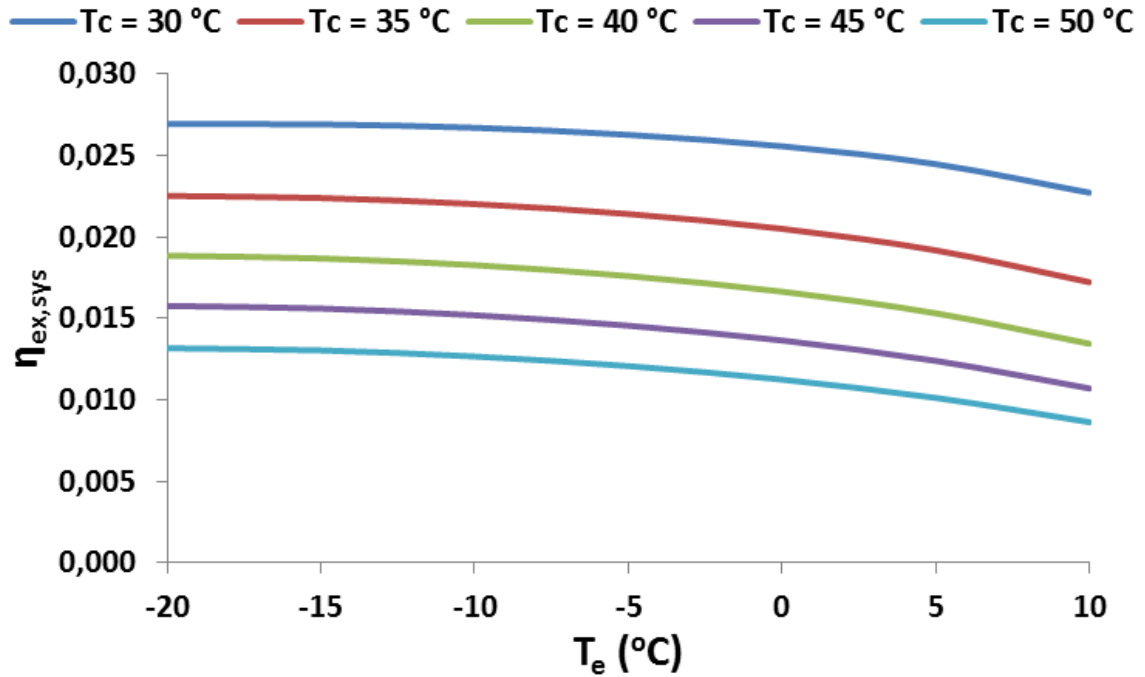
Εικόνα 5.84 Βέλτιστη τιμή μεταβλητής α (α_{opt}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικά ψυκτικά μέσα, θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$ και $b=0.5$

Το R141b φαίνεται από στα παραπάνω διαγράμματα ότι είναι το καλύτερο ψυκτικό μέσο. Συγκεκριμένα, στις Εικόνες 5.78, 5.79, 5.80 και 5.83 γίνεται εμφανές ότι το R141b έχει το υψηλότερο COP_{sys} , $\eta_{ex,sys}$, COP_{ch} και Q_e . Τα μεγέθη αυτά αυξάνονται με την αύξηση τη θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e), με εξαίρεση το $\eta_{ex,sys}$ το οποίο μειώνεται. Σε θερμοκρασία T_e ίση με $0^\circ C$ παίρνουν τιμή 0.17, 0.017, 0.42 και 16.9 kW. Σε απόδοση ακολουθούν κατά φθίνουσα σειρά το R123, το R245fa και το R600a. Σε ό,τι αφορά τις θερμότητες Q_u και Q_g , αυτές παρουσιάζουν αύξηση με την ταυτόχρονη αύξηση της T_e , ενώ η καμπύλη του R141b έχει τις χαμηλότερες τιμές σε σχέση με τα άλλα ψυκτικά μέσα. Όπως και στα προηγούμενα συστήματα η μεταξύ τους διαφορά οφείλεται στις απώλειες του δοχείου αποθήκευσης. Ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών (η_{col}) έχει ίδια συμπεριφορά με το Q_u όπως δείχνει η εξίσωση (4.15). Η μεταβλητή βελτιστοποίησης α_{opt} εμφανίζει ελαφρά μείωση καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) και το R141b έχει τις χαμηλότερες τιμές σε σύγκριση με τα υπόλοιπα μέσα, που σημαίνει ότι και η πίεση εισόδου στο στρόβιλο έχει χαμηλότερες τιμές.

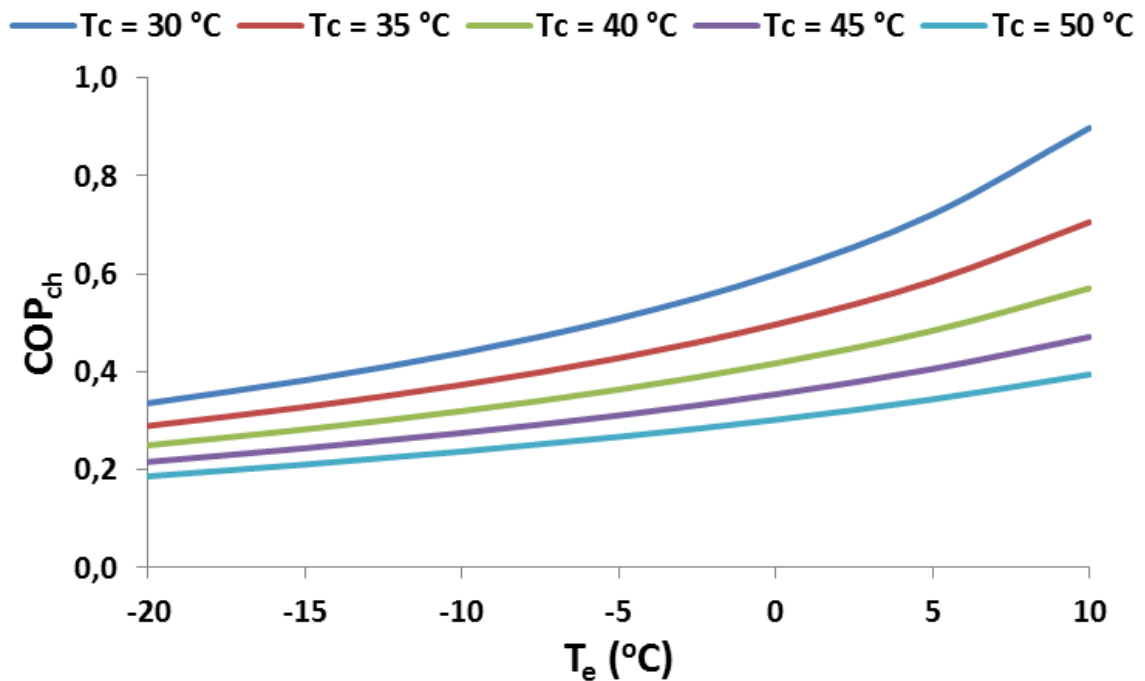
Οι Εικόνες 5.85-5.91 απεικονίζουν το διάγραμμα του COP_{sys} , $\eta_{ex,sys}$, COP_{ch} , Q_u , Q_g , Q_e και α_{opt} συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) με παράμετρο τη θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c). Τα διαγράμματα αυτά αφορούν το καλύτερο ψυκτικό μέσο, δηλαδή το R141b. Επιλέγεται ενδεικτικά η τιμή του b να είναι 0.5. Κατά όμοιο τρόπο μεταβάλλονται τα μεγέθη και για τις υπόλοιπες τιμές του b .



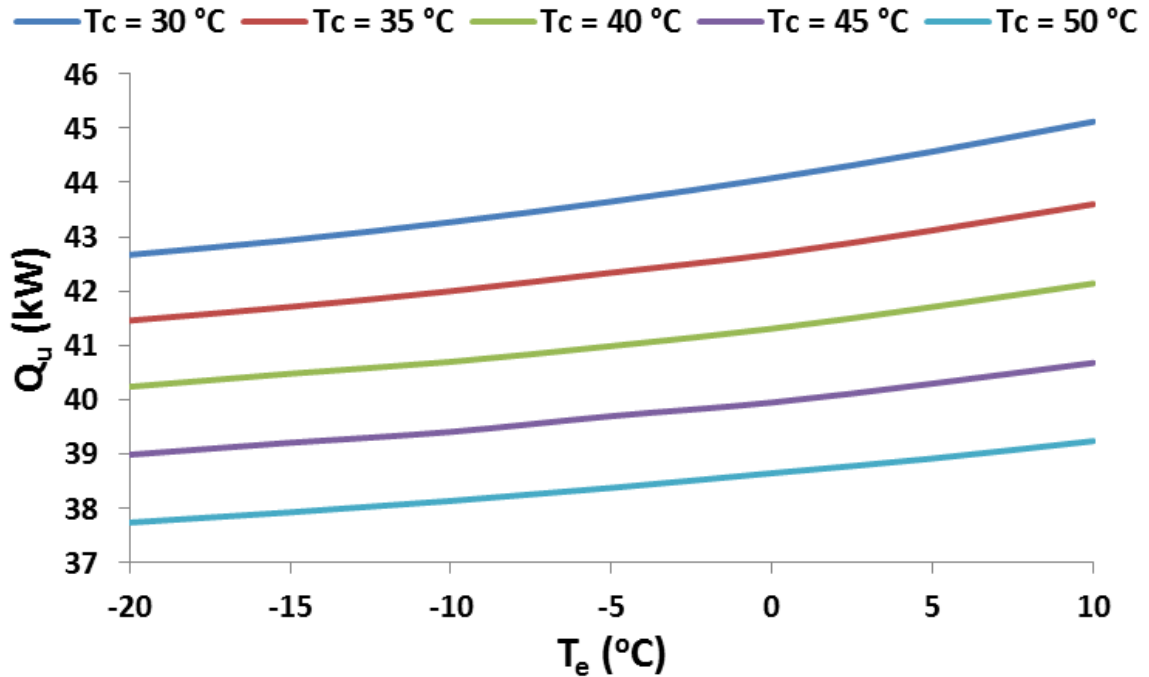
Εικόνα 5.85 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



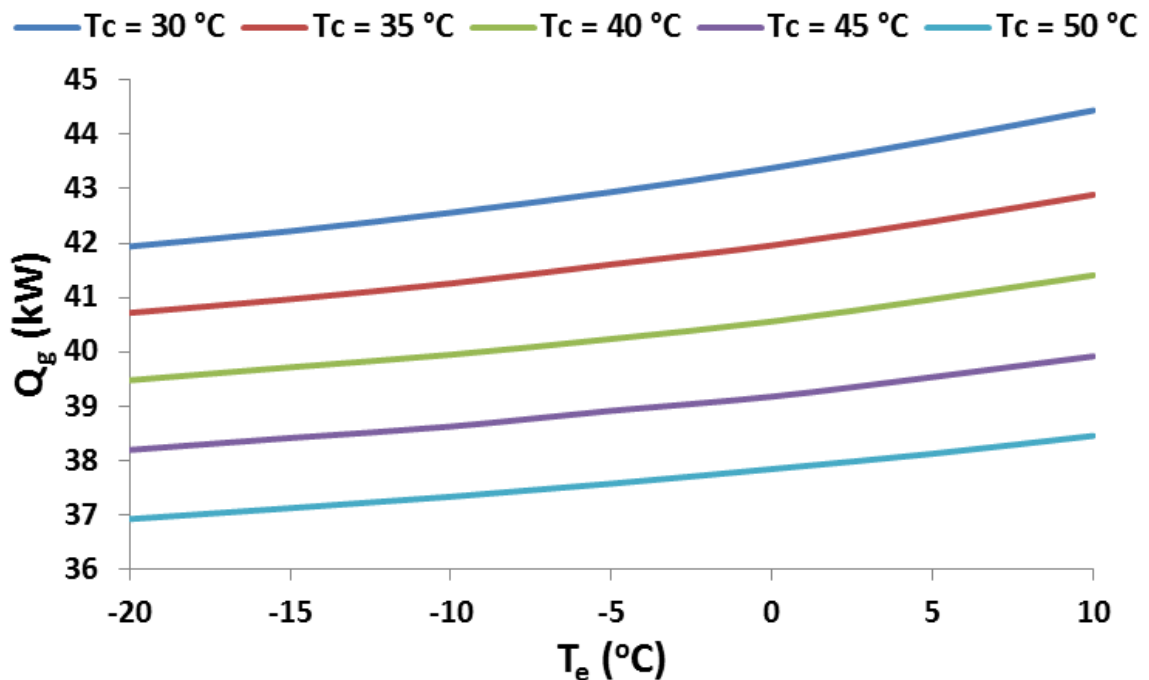
Εικόνα 5.86 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



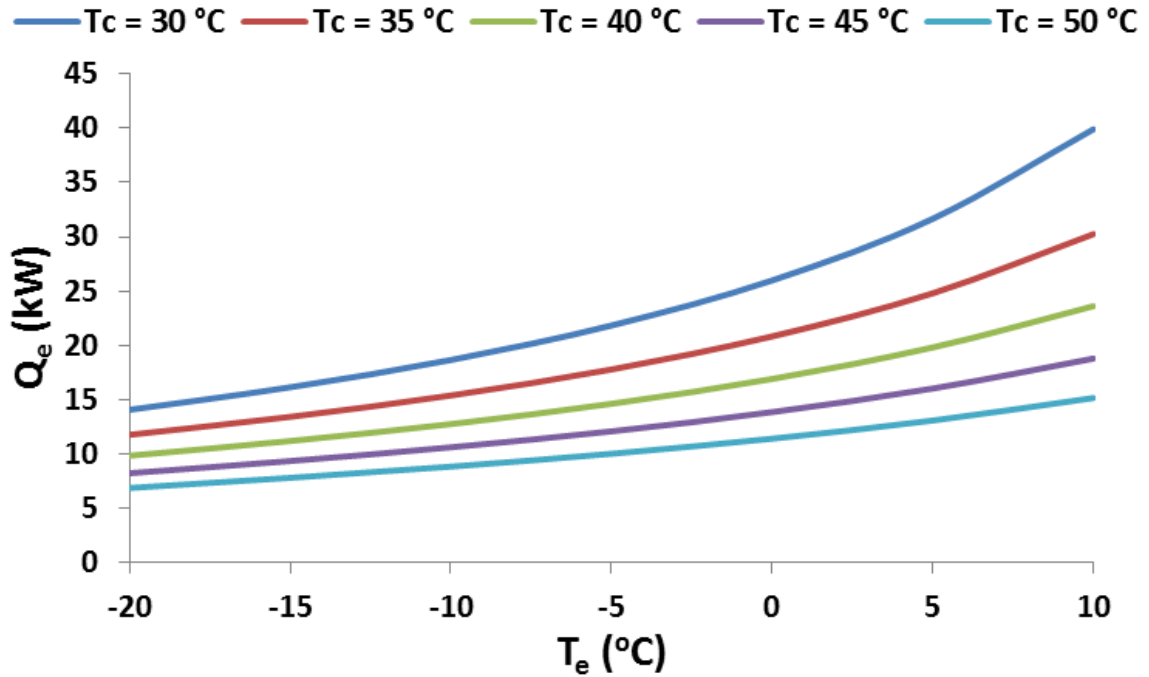
Εικόνα 5.87 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



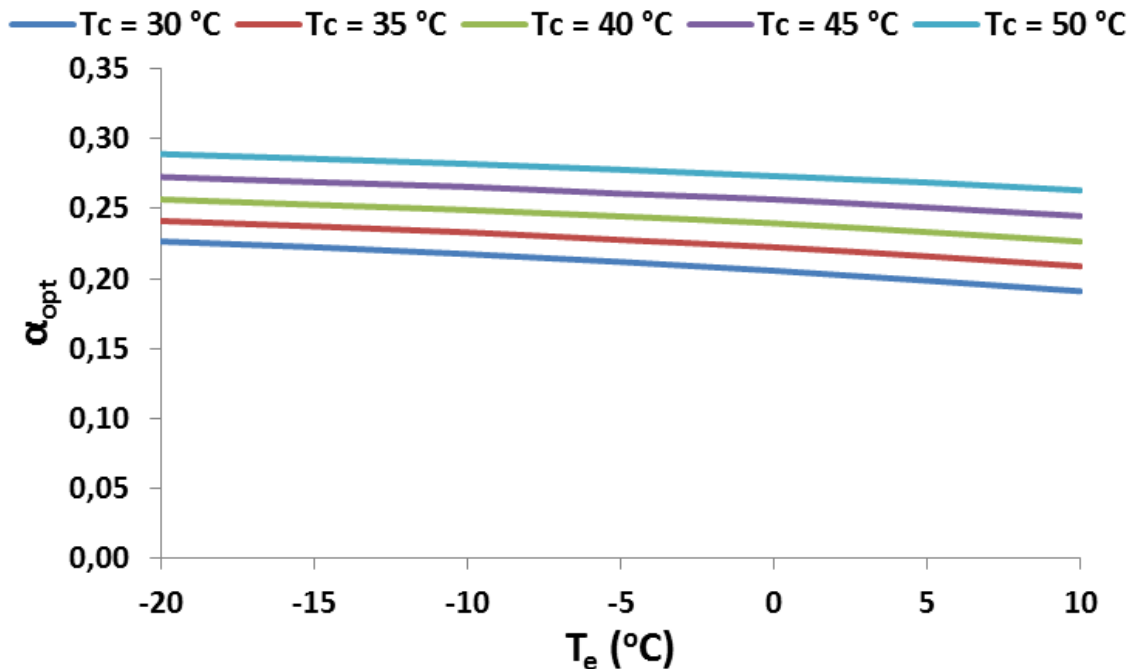
Εικόνα 5.88 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



Εικόνα 5.89 Θερμότητα προσδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



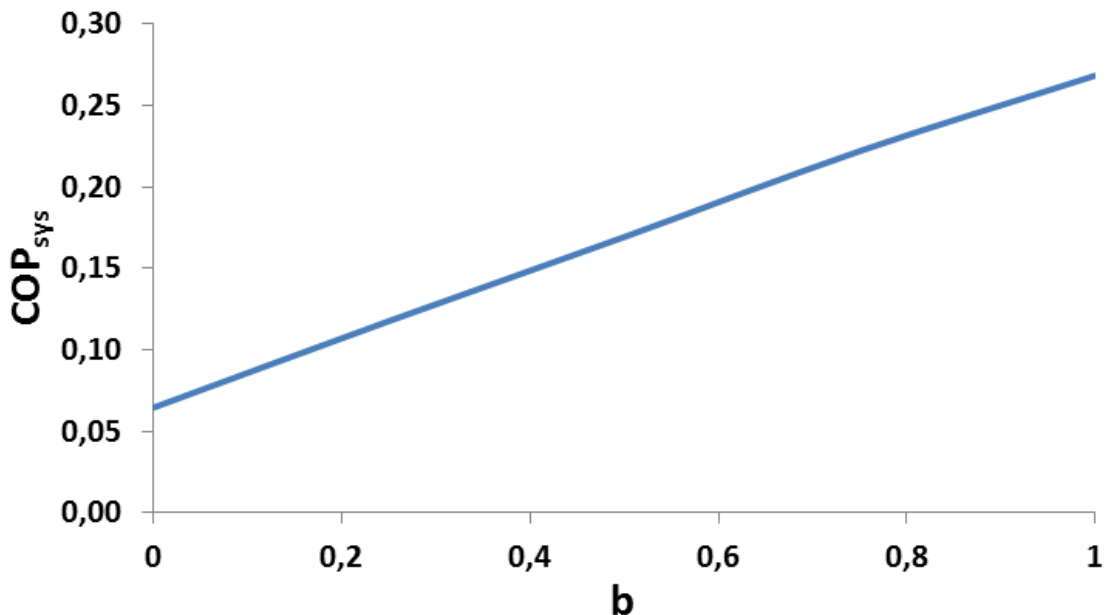
Εικόνα 5.90 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



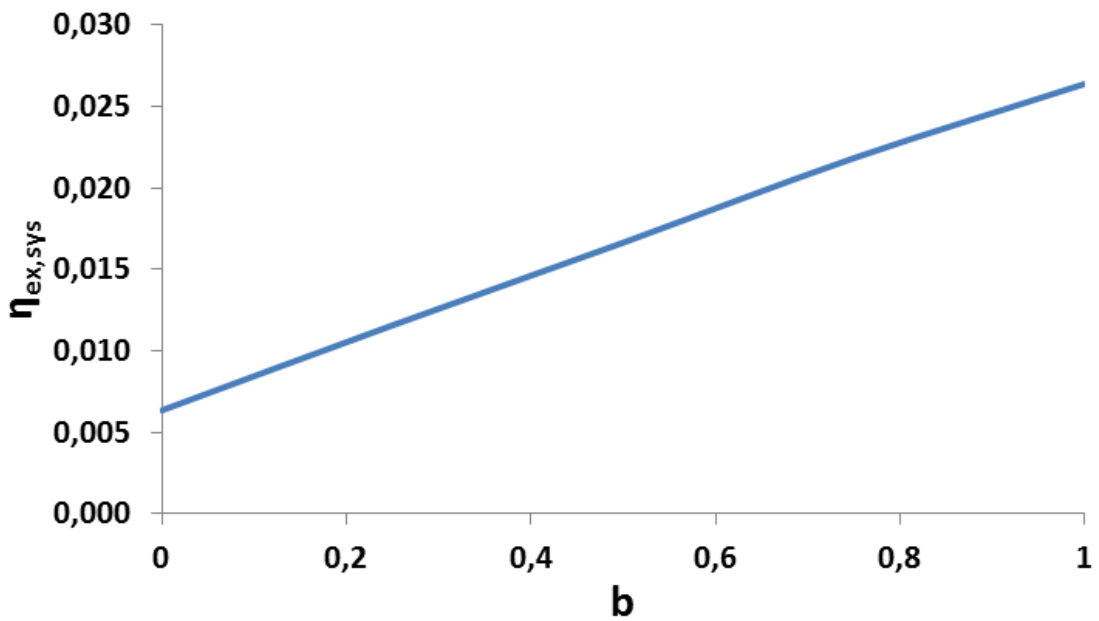
Εικόνα 5.91 Βέλτιστη τιμή μεταβλητής α (α_{opt}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης (T_c), ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$

Τα διαγράμματα αυτά επαληθεύουν την συμπεριφορά των COP_{sys} , $\eta_{ex,sys}$, COP_{ch} , Q_u , Q_g και Q_e ως προς τη θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e). Τα μεγέθη αυτά παρουσιάζουν αύξηση με την αύξηση της T_e , εκτός από το $\eta_{ex,sys}$ το οποίο μειώνεται. Στις Εικόνες 5.85-5.90 φαίνεται ότι τα προαναφερόμενα μεγέθη μετατοπίζονται προς χαμηλότερες τιμές καθώς αυξάνει η θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c). Η Εικόνα 5.91 απεικονίζει την μικρή πτώση του α_{opt} με την αύξηση της T_e και την μετακίνηση της καμπύλης του μεγέθους αυτού προς υψηλότερες τιμές καθώς ανέρχεται η T_c .

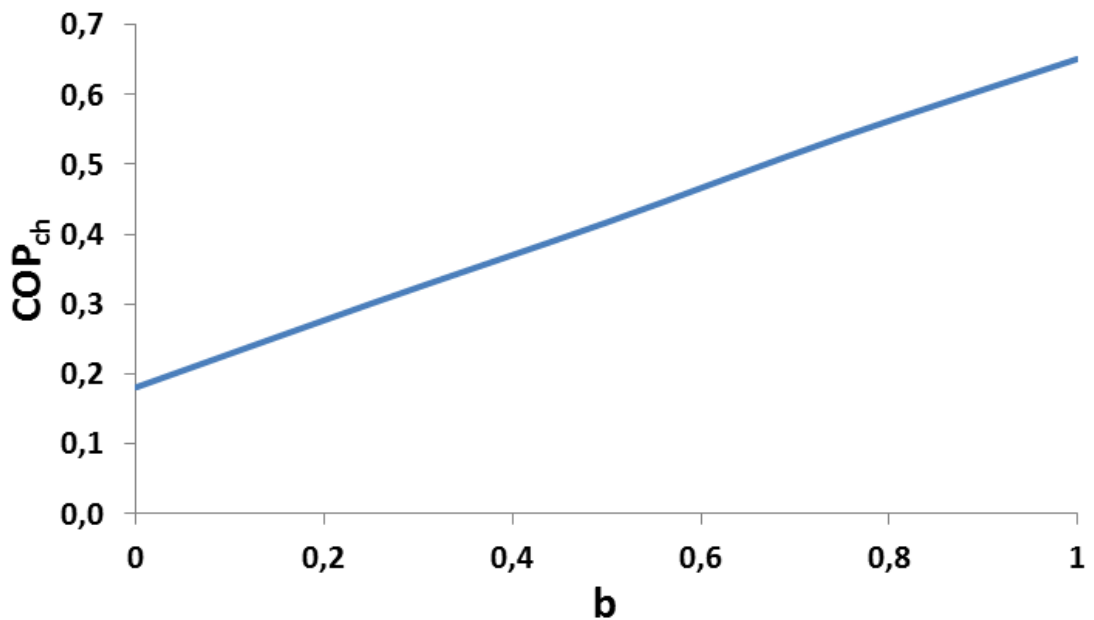
Τα ίδια μεγέθη απεικονίζονται στα διαγράμματα των Εικόνων 5.92-5.98 για την τυπική περίπτωση όπου η T_c είναι ίση με $40^\circ C$ και η T_e με $0^\circ C$, συναρτήσει της μεταβλητής b για το ψυκτικό μέσο R141b. Στο σημείο αυτό πρέπει να αναφερθεί ότι στα διαγράμματα το b λαμβάνει τιμή από 0 έως 1 με εξαίρεση το διάγραμμα του α_{opt} που δεν ορίζεται για b ίσο με 0 οπότε ξεκινάει από την τιμή 0.25. Για b ίσο με 0 το σύστημα ταυτίζεται με το πρώτο-τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα.



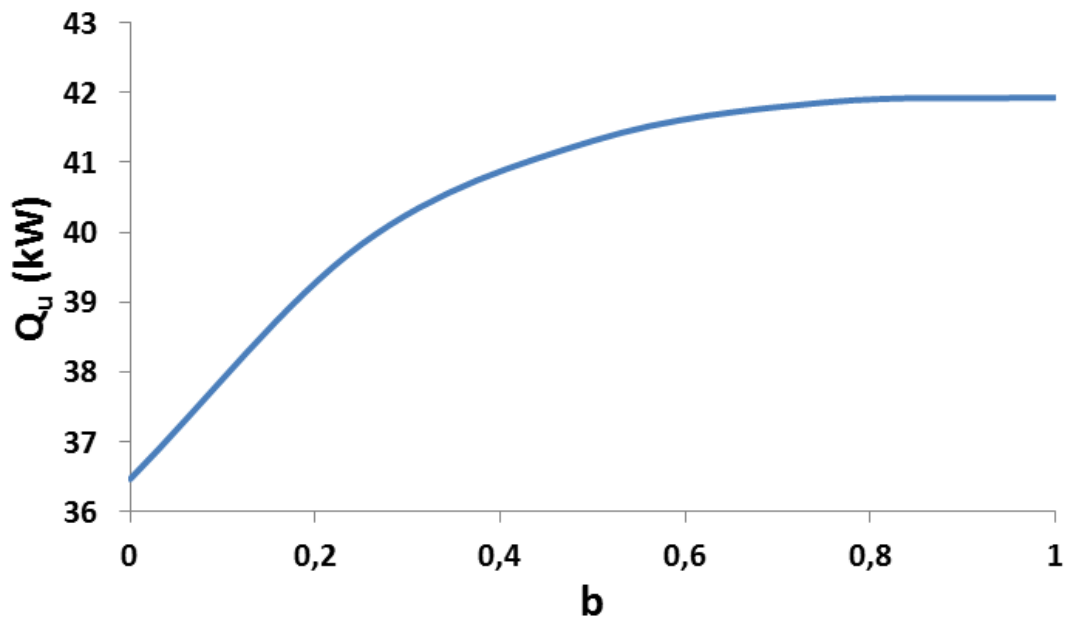
Εικόνα 5.92 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ C$ και ψυκτικό μέσο R141b



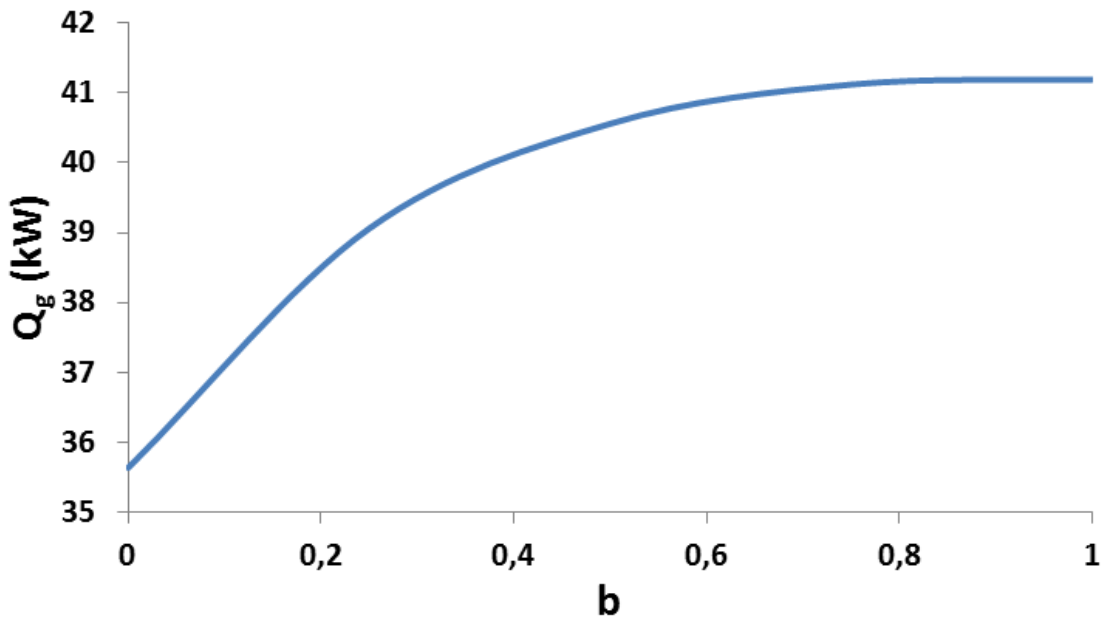
Εικόνα 5.93 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



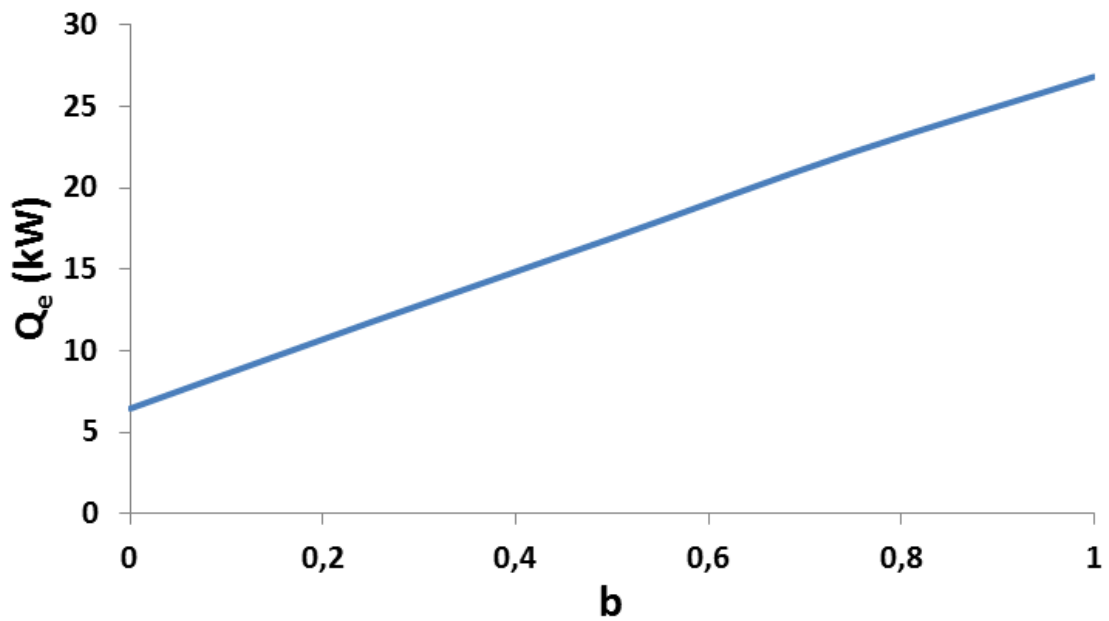
Εικόνα 5.94 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



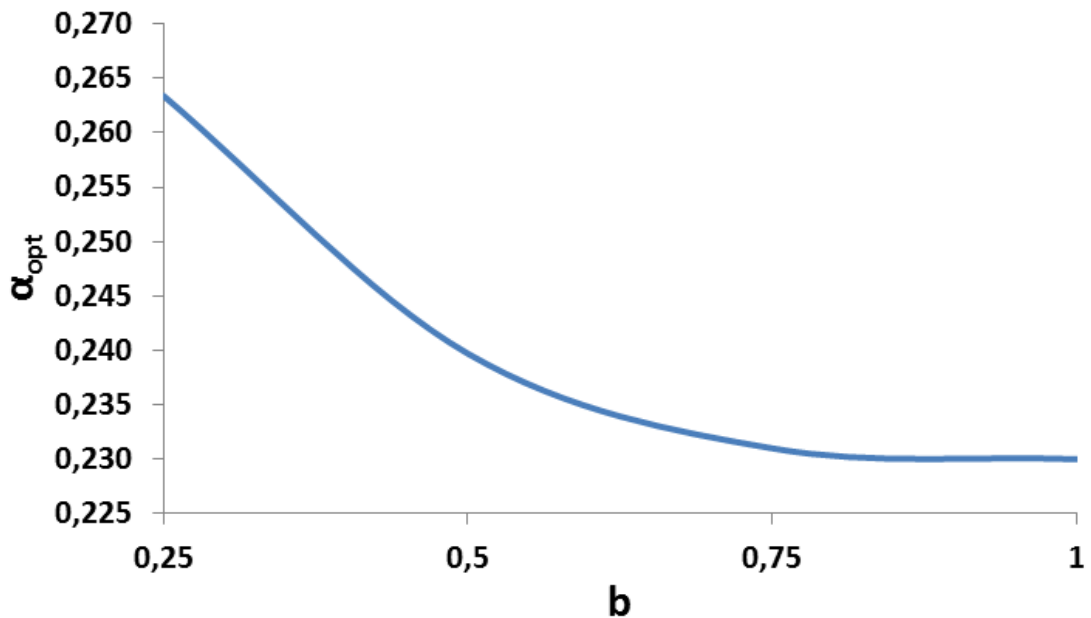
Εικόνα 5.95 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



Εικόνα 5.96 Θερμότητα προσδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



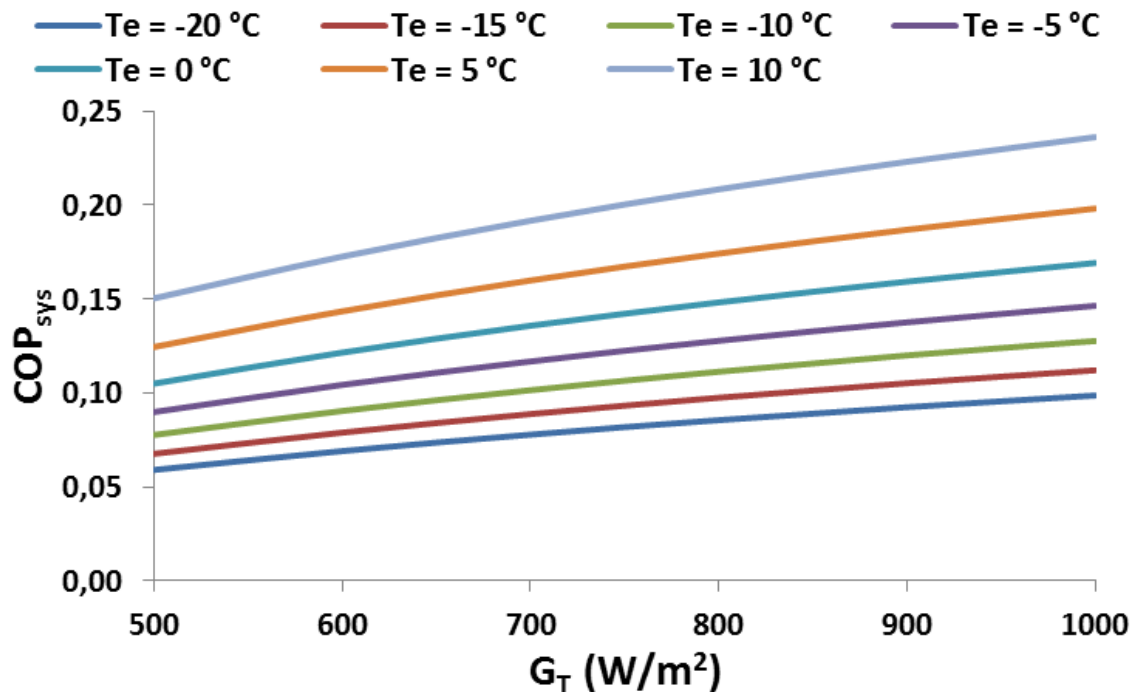
Εικόνα 5.97 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b



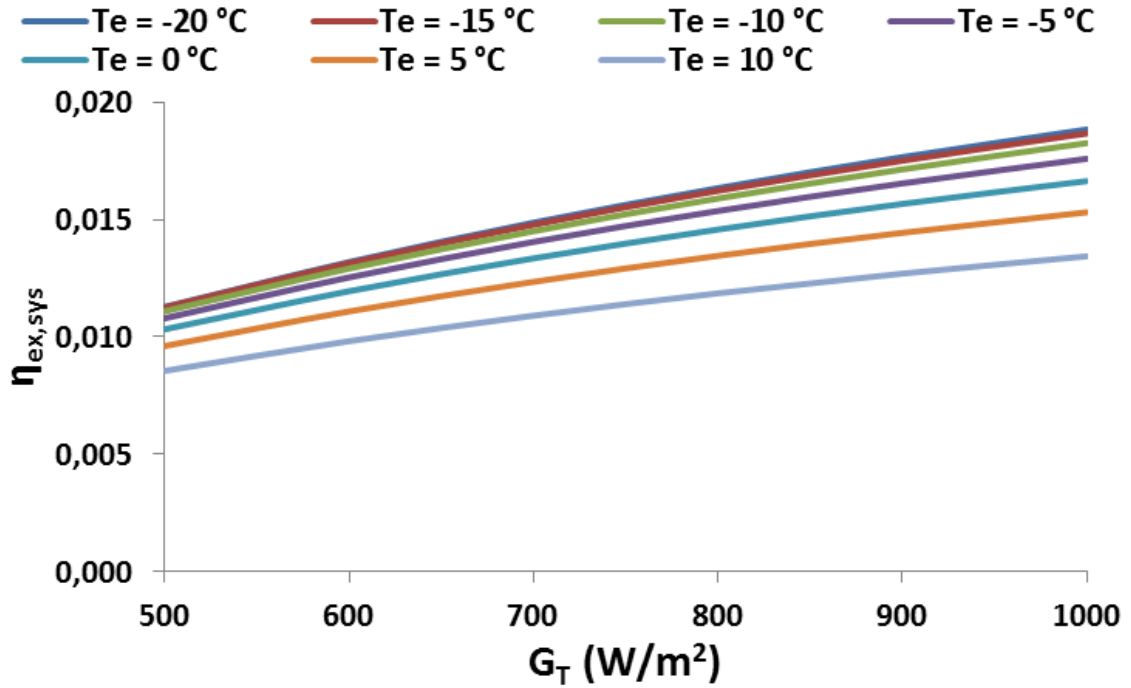
Εικόνα 5.98 Βέλτιστη τιμή μεταβλητής α (α_{opt}) συναρτήσει της μεταβλητής b για θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, θερμοκρασία ατμοποίησης $T_e=0^\circ\text{C}$ και ψυκτικό μέσο R141b

Από τα διαγράμματα που προηγήθηκαν συμπεραίνεται ότι η αύξηση της μεταβλητής b και συνεπώς του λόγου πίεσης του συμπιεστή, οδηγεί στην παράλληλη αύξηση των COP_{sys} , $\eta_{ex,sys}$, COP_{ch} , Q_u , Q_g και Q_e . Αυτό είναι αναμενόμενο, καθώς κάτι αντίστοιχο συμβαίνει και στο δεύτερο εξεταζόμενο σύστημα, με τη διαφορά ότι η ενέργεια για την κίνηση του συμπιεστή προέρχεται από το ίδιο το σύστημα και όχι από εξωτερική πηγή. Σε αντίθεση με τα άλλα μεγέθη, το α_{opt} μειώνεται καθώς αυξάνει το b και φαίνεται πως σταθεροποιείται καθώς πλησιάζει στο 1.

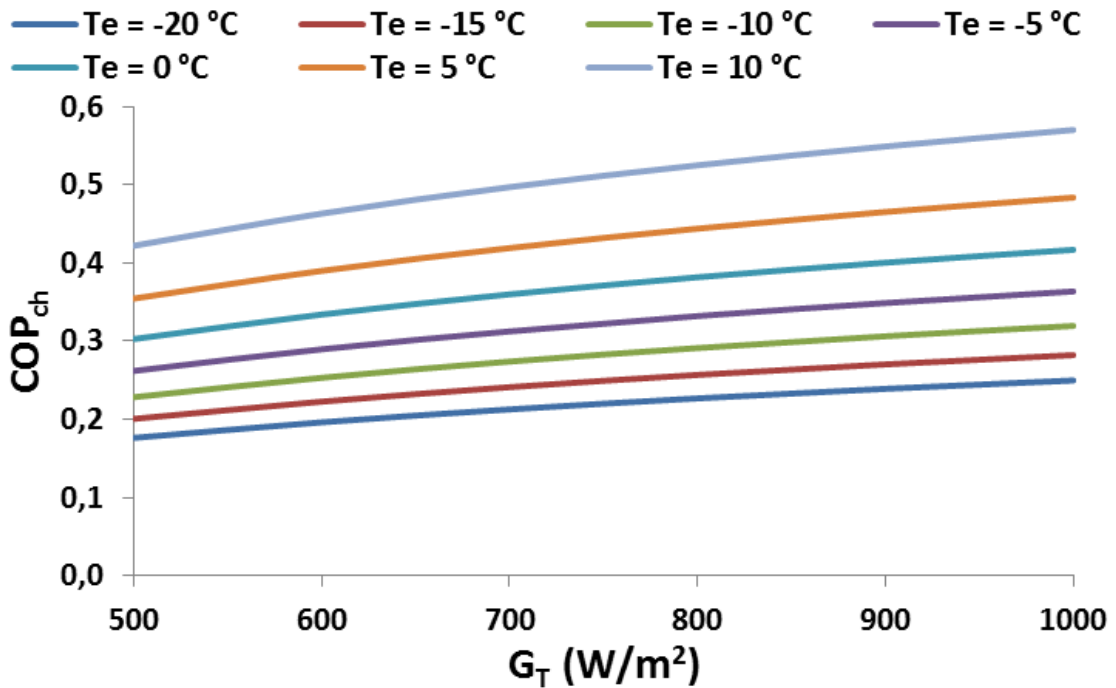
Εξετάζεται και στο σύστημα αυτό η επίδραση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας στα διαγράμματα των Εικόνων 5.99-5.105 με ψυκτικό μέσο το R141b. Τα μεγέθη των διαγραμμάτων αυτών είναι και πάλι τα COP_{sys} , $\eta_{ex,sys}$, COP_{ch} , Q_u , Q_g , Q_e και α_{opt} που παρουσιάζονται συναρτήσει της προσπίπτουσας ακτινοβολίας (G_T) με παράμετρο τη θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) για σταθερή θερμοκρασία συμπυκνωτή (T_c) ίση με 40°C και b ίσο με 0.5.



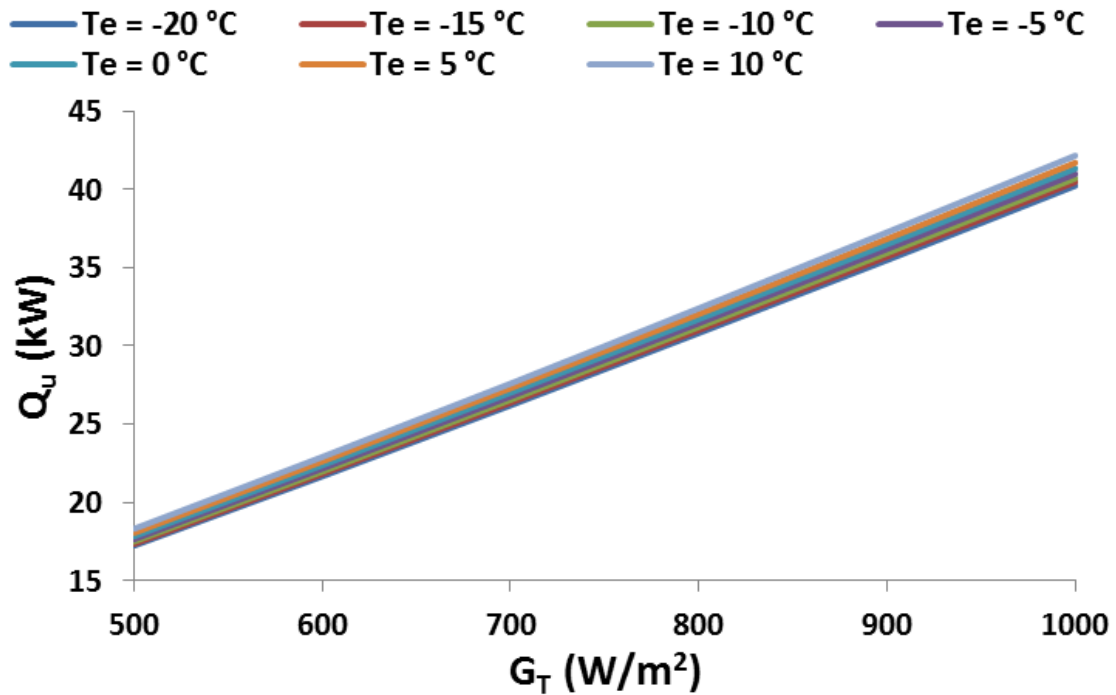
Εικόνα 5.99 Συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ\text{C}$, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



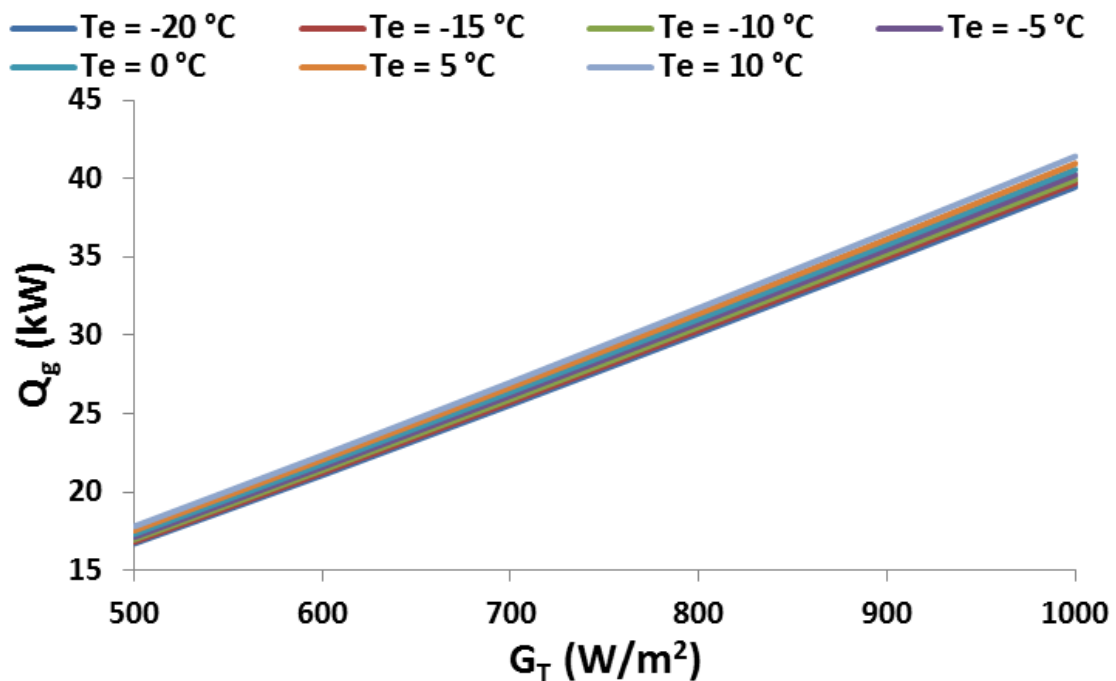
Εικόνα 5.100 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος ($\eta_{ex,sys}$) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



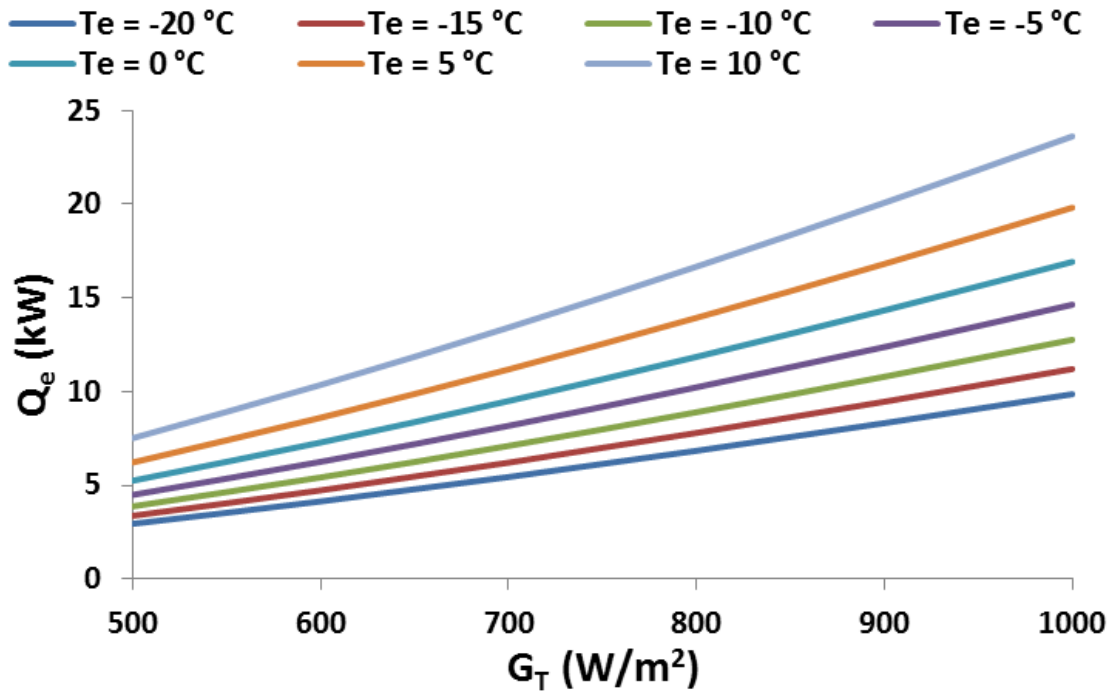
Εικόνα 5.101 Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη (COP_{ch}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^\circ C$, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



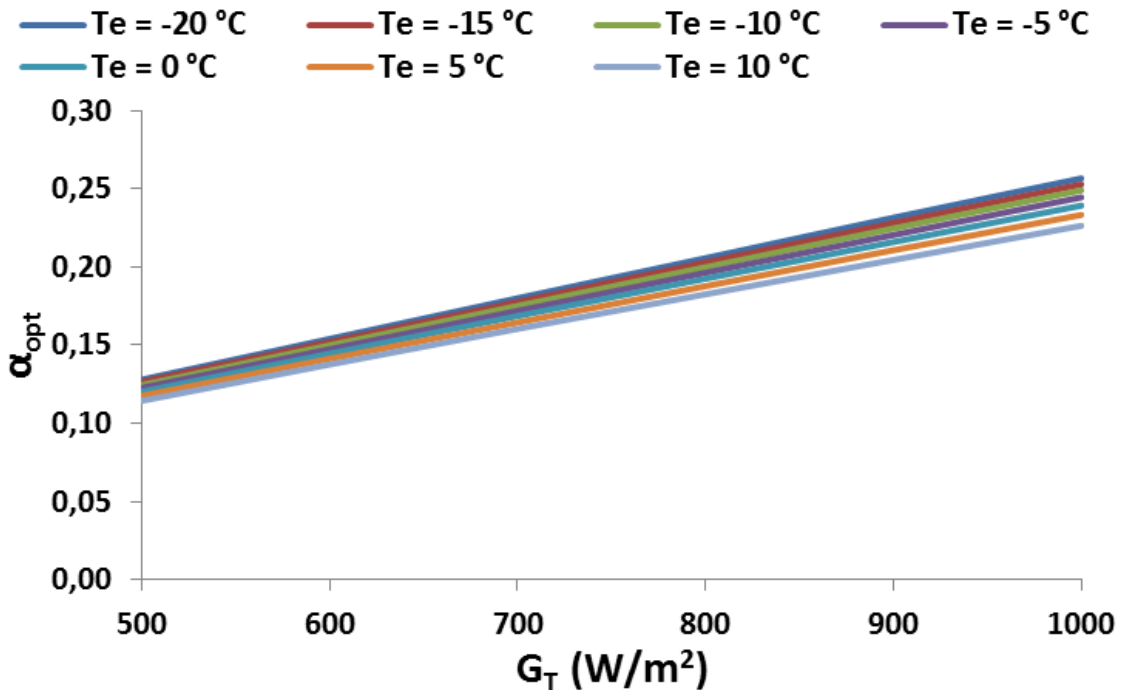
Εικόνα 5.102 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}C$, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



Εικόνα 5.103 Θερμότητα προσδιδόμενη στο ψυκτικό μέσο από το θερμικό έλαιο στον αναγεννητή (Q_g) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40^{\circ}C$, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



Εικόνα 5.104 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40$ °C, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$



Εικόνα 5.105 Βέλτιστη τιμή μεταβλητής α (α_{opt}) συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (G_T) για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_e), θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c=40$ °C, ψυκτικό μέσο R141b και $b=0.5$

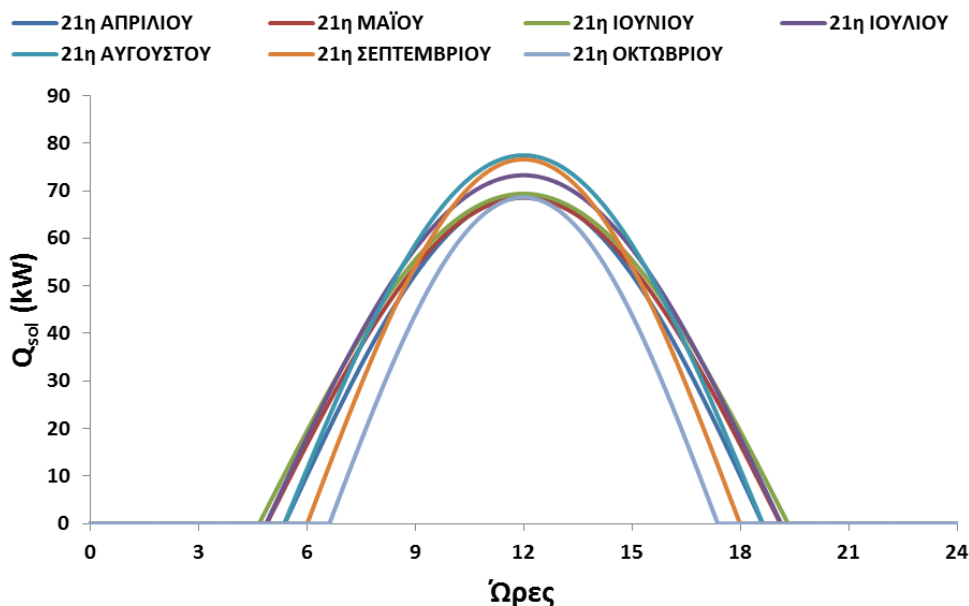
Στα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι η προσπίπτουσα ακτινοβολία (G_T) έχει αυξητική επίδραση σε όλα τα παρουσιαζόμενα μεγέθη. Επίσης, επαληθεύεται το γεγονός ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος (COP_{sys}), ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη (COP_{ch}) η ωφέλιμη θερμότητα (Q_u), η θερμότητα στον αναγεννητή (Q_g) και η ψυκτική ισχύς (Q_e) αυξάνουν με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e), ενώ ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{ex,sys}$) μειώνεται. Σημειώνεται, επιπλέον, ότι οι καμπύλες του $\eta_{ex,sys}$ και του Q_e παρουσιάζουν σύγκλιση στις χαμηλές τιμές της ακτινοβολίας και απόκλιση στις μεγαλύτερες, όπως και το α_{opt} , αλλά σε μικρότερο βαθμό. Το α_{opt} εμφανίζει μείωση στην τιμή του με την αύξηση της T_e , όπως έχει ήδη αναφερθεί.

5.4 Επίλυση σε δυναμικές συνθήκες

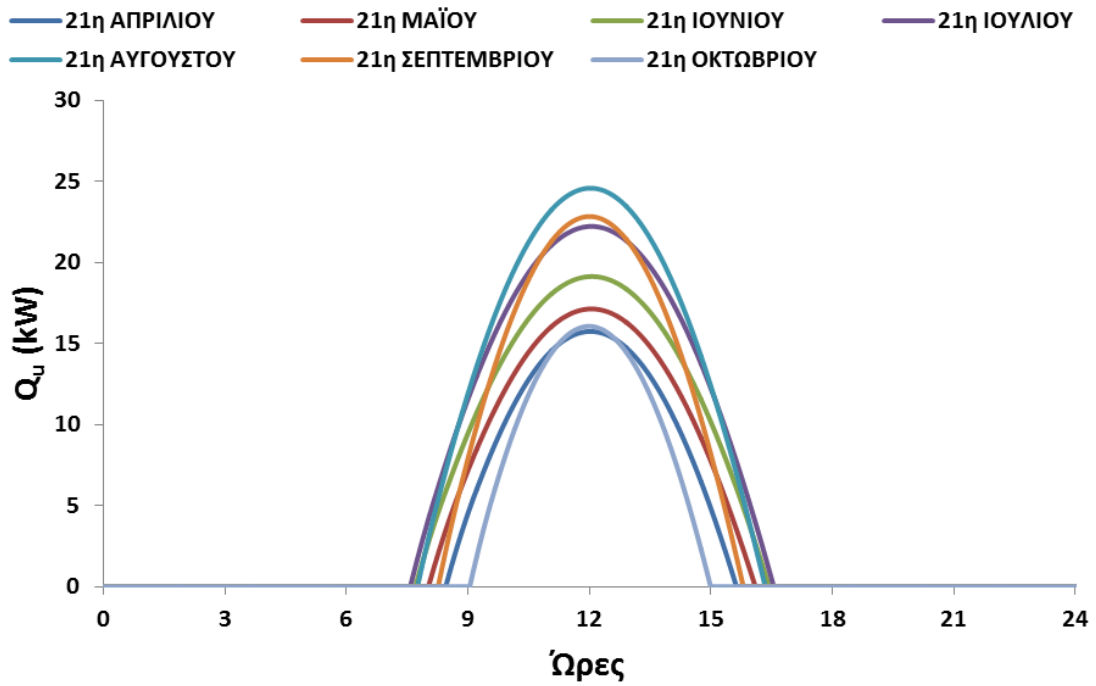
Έχει ήδη σημειωθεί ότι η επίλυση σε δυναμικές-χρονομεταβαλλόμενες συνθήκες γίνεται για το πρώτο και το τρίτο εξεταζόμενο σύστημα με $\Delta t = 10$ s. Η μεταβολή των συνθηκών επηρεάζει μόνο το ηλιακό υποσύστημα καθώς για τον ψύκτη γίνεται η παραδοχή ότι λειτουργεί με σταθερό συντελεστή συμπεριφοράς (COP_{ch}). Το COP_{ch} μπορεί να διατηρηθεί σταθερό ρυθμίζοντας κατάλληλα τις παροχές μάζας. Η τιμή που λαμβάνεται για αυτό είναι αυτή του εργαζόμενου μέσου R141b, που όπως δείχθηκε είναι το αποδοτικότερο, για T_c ίση με 40°C και T_e ίση με 0°C , ενώ χρησιμοποιείται και η αντίστοιχη T_g . Τα μετεωρολογικά δεδομένα που χρησιμοποιούνται είναι αυτά που δίνονται στο υποκεφάλαιο 4.4. Υπενθυμίζεται ότι η επίλυση γίνεται για την 21^η ημέρα των μηνών Απριλίου-Οκτωβρίου, διάστημα στο οποίο απαιτείται κλιματισμός.

Πρώτο σύστημα - Τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα

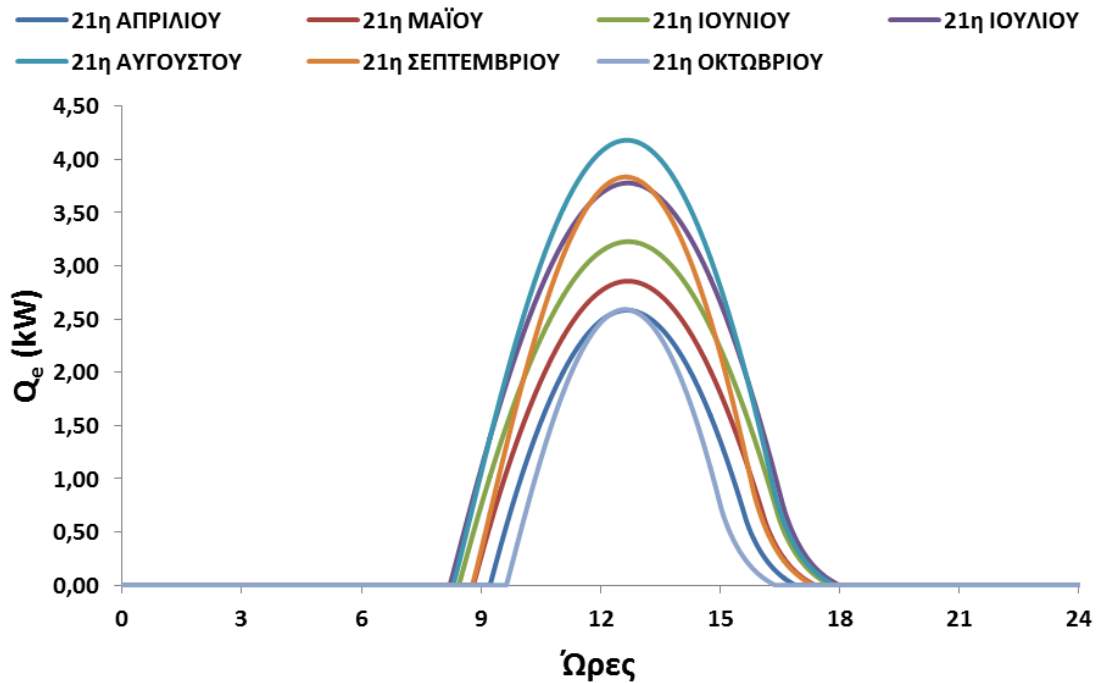
Οι Εικόνες 5.106-5.108 απεικονίζουν τα διαγράμματα της συνολικής προσπίπτουσας ακτινοβολίας (Q_{sol}), της ωφέλιμης θερμότητας που παραλαμβάνεται από τους συλλέκτες (Q_u) και της ψυκτικής ισχύος (Q_e) συναρτήσει της ώρας της ημέρας για τους επτά μήνες. Σημειώνεται ότι ισχύει $COP_{ch} = 0.1811$ και $T_g = 132.8^\circ\text{C}$.



Εικόνα 5.106 Συνολική διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια (Q_{sol}) συναρτήσει της ώρας της ημέρας για την 21^η ημέρα των μηνών Απριλίου-Οκτωβρίου



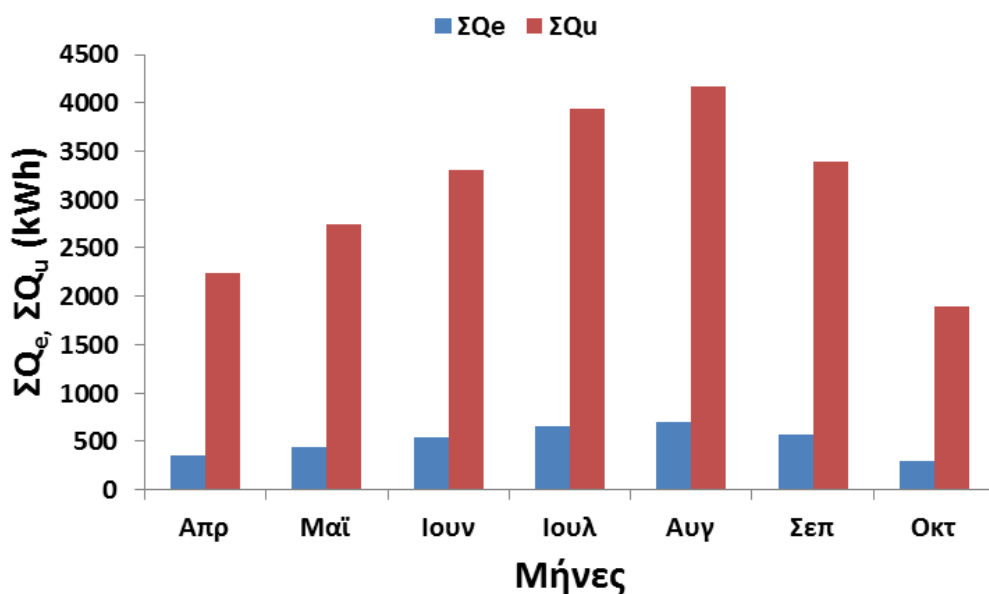
Εικόνα 5.107 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της ώρας της ημέρας για την 21^η ημέρα των μηνών Απριλίου-Οκτωβρίου



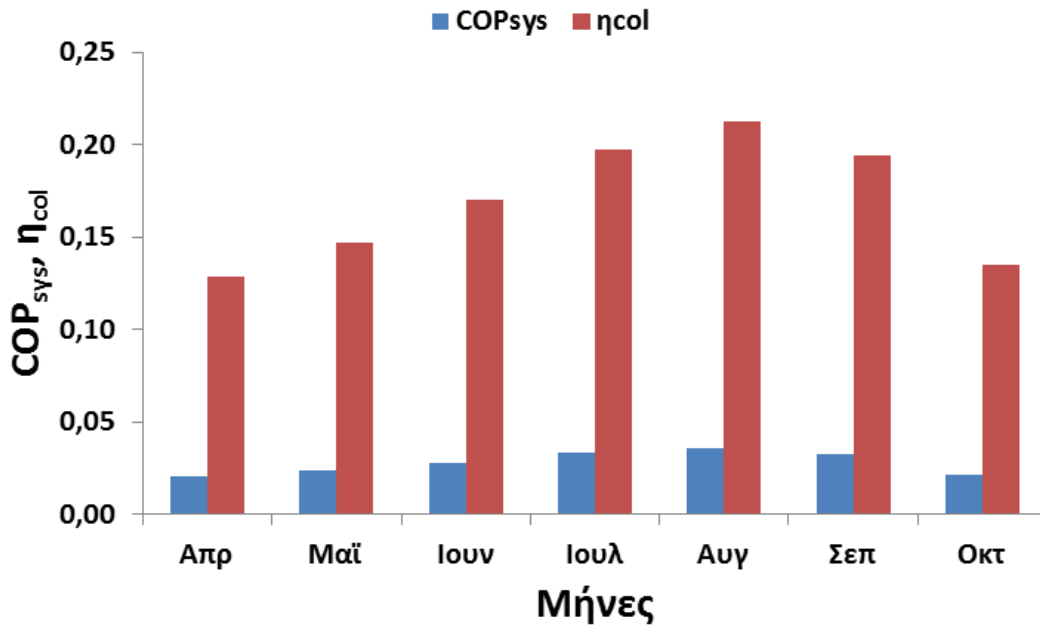
Εικόνα 5.108 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της ώρας της ημέρας για την 21^η ημέρα των μηνών Απριλίου-Οκτωβρίου

Το πρώτο που παρατηρείται στα διαγράμματα είναι ότι οι καμπύλες της ωφέλιμης προσδιδόμενης θερμότητας στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) για τους διάφορους μήνες ακολουθούν την ίδια σειρά με τις καμπύλες της ψυκτικής ισχύος (Q_e). Αυτά τα ποσά ενέργειας είναι μεγαλύτερα τον μήνα Αύγουστο κατά τον οποίο είναι μεγαλύτερη και η προσπίπτουσα ακτινοβολία. Επίσης, φαίνεται ότι το διάστημα κατά το οποίο υπάρχει Q_u και Q_e είναι μικρότερο από το χρονικό εύρος κατά το οποίο υπάρχει διαθέσιμη ακτινοβολία. Για την Q_u , αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο συλλέκτης δεν είναι από την αρχή ικανός να προσδώσει θερμότητα στο θερμικό έλαιο (προκύπτει αρνητικός βαθμός απόδοσης η_{col}), ενώ για την Q_e στο ότι η θερμοκρασία εισόδου του θερμικού ελαίου στον αναγεννητή ($T_{l,in}$) δεν είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του αναγεννητή (T_g). Πρέπει, ακόμη, να σημειωθεί ότι η μεγιστοποίηση της Q_u γίνεται ελάχιστα αργότερα από τις 12:00, ώρα κατά την οποία μεγιστοποιείται η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία (G_T), ενώ η Q_e μεγιστοποιείται περίπου στις 12:30. Η ύπαρξη του δοχείου αποθήκευσης αυξάνει την αδράνεια του συστήματος, για το λόγο αυτό παρατηρείται καθυστέρηση στην έναρξη και στον τερματισμό παραγωγής ψύξης (Q_e) σε σχέση με το (Q_u). Αναφέρεται ενδεικτικά ότι αυτή τη χρονική στιγμή η μέγιστη τιμή της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος (Q_e) είναι 4.2 kW για τον μήνα Αύγουστο.

Στην Εικόνα 5.109 παρουσιάζεται η ετήσια συμπεριφορά των συνολικών θερμοτήτων των μεγεθών Q_e , Q_u (ΣQ_e , ΣQ_u) με τη θεώρηση ότι οι εξεταζόμενοι μήνες έχουν 30 ημέρες. Είναι φανερό ότι το μεγαλύτερο ποσό θερμότητας παρέχεται από τον ήλιο κατά τον μήνα Ιούλιο, αλλά η μέγιστη ωφέλιμη παραλαμβανόμενη θερμότητα (ΣQ_u) και η μέγιστη παραγόμενη ψύξη επιτυγχάνονται τον Αύγουστο που όπως δείχτηκε η προσπίπτουσα ακτινοβολία έχει υψηλότερες τιμές. Τον Αύγουστο η παραγόμενη ψύξη φθάνει τις 703 kWh. Η Εικόνα 5.110 δείχνει ότι το COP_{sys} και το η_{col} ακολουθούν την ίδια κατανομή με τα ΣQ_e και ΣQ_u , αντίστοιχα. Σημειώνεται ότι το μέσο ετήσιο COP_{sys} είναι 0.028 για αυτό το σύστημα.



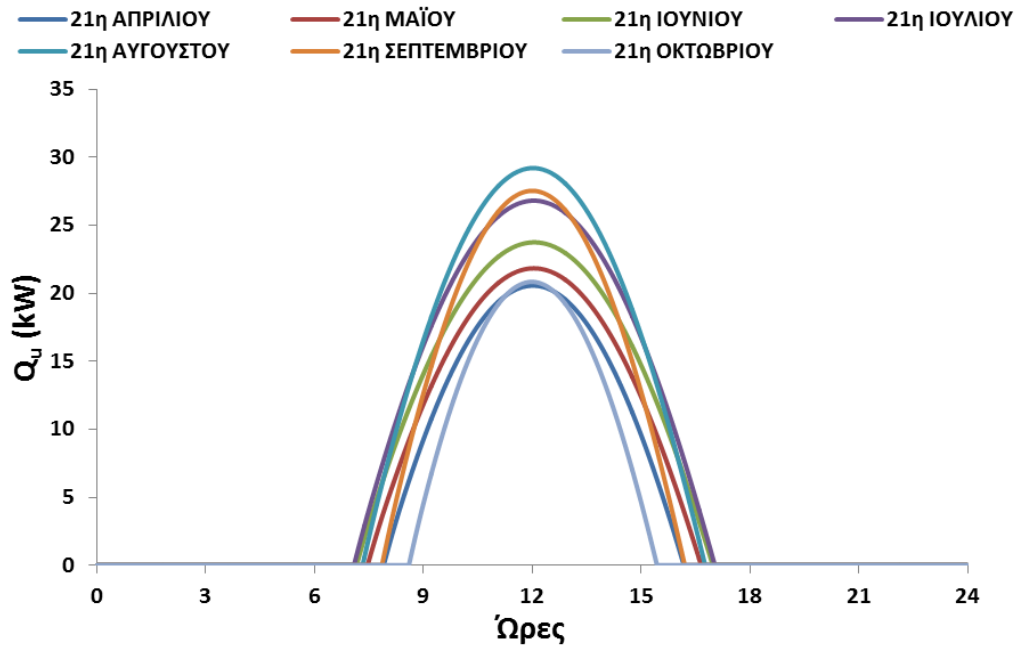
Εικόνα 5.109 Ετήσια κατανομή των μεγεθών ΣQ_e , ΣQ_u για το πρώτο-τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα



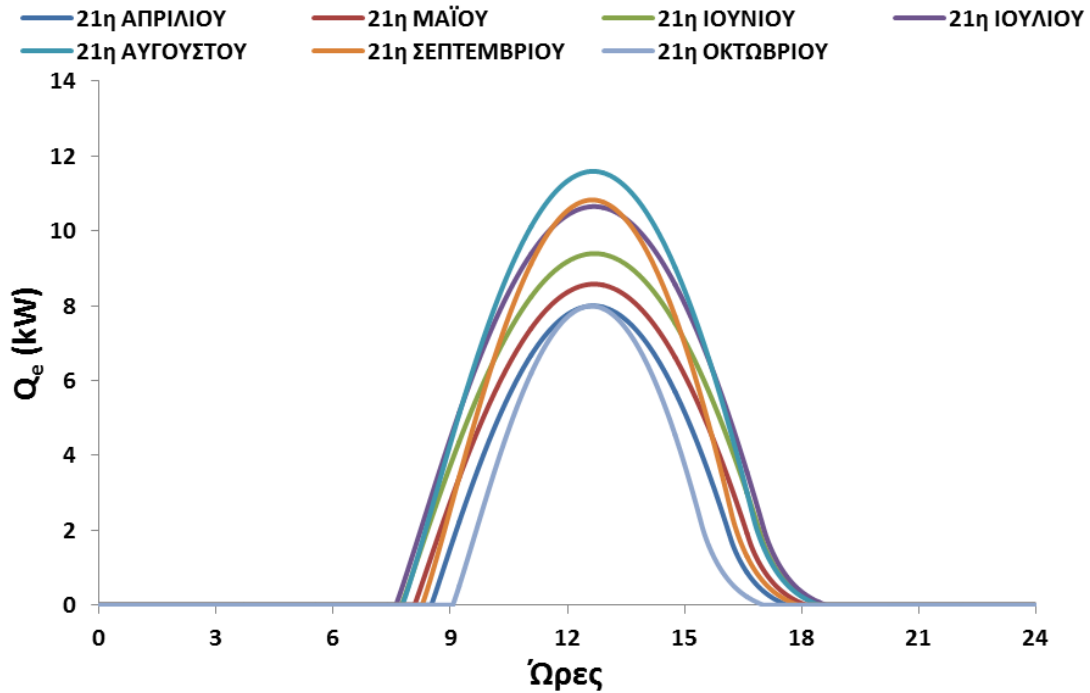
Εικόνα 5.110 Ετήσια κατανομή των μεγεθών COP_{sys}, η_{col} για το πρώτο-τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα

Τρίτο σύστημα - Ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή

Στις Εικόνες 5.93 και 5.94 παρουσιάζονται τα διαγράμματα της Q_u και Q_e , αντίστοιχα για το τρίτο σύστημα κατά τη διάρκεια της 21^{ης} ημέρας των εξεταζόμενων μηνών. Η κατανομή της Q_{sol} είναι ίδια με αυτή που φαίνεται στην Εικόνα 5.106. Επιλέγεται τιμή ίση με 0.5 για το b , όπως και στη μελέτη της μόνιμης κατάστασης. Στην περίπτωση αυτή το COP_{ch} είναι ίσο με 0.4172 και το T_g με 119.3°C.



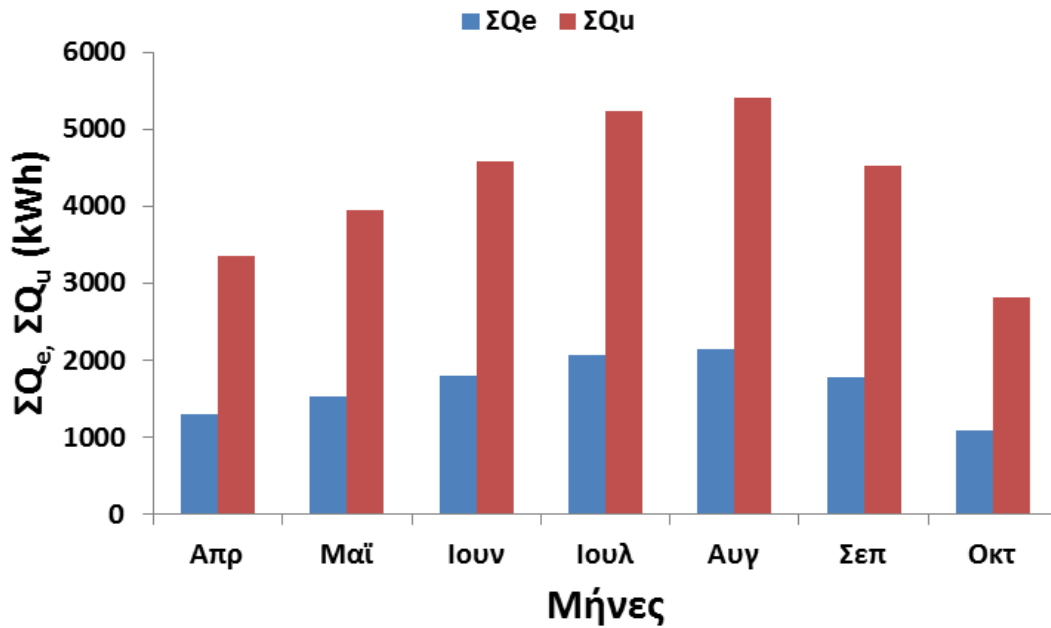
Εικόνα 5.111 Ωφέλιμη θερμότητα προσδιδόμενη στο θερμικό έλαιο από τους ηλιακούς συλλέκτες (Q_u) συναρτήσει της ώρας της ημέρας για την 21^η ημέρα των μηνών Απριλίου-Οκτωβρίου και $b=0.5$



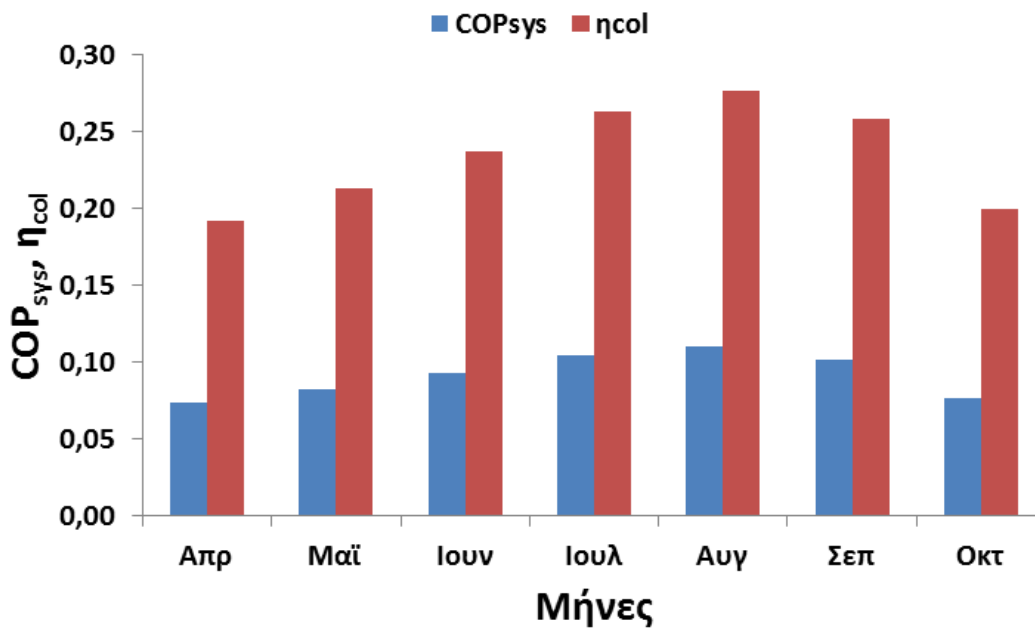
Εικόνα 5.112 Ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή (Q_e) συναρτήσει της ώρας της ημέρας για την 21^η ημέρα των μηνών Απριλίου-Οκτωβρίου και $b=0.5$

Στα διαγράμματα αυτά φαίνεται ότι ακολουθείται η ίδια συμπεριφορά του Q_u και Q_e με αυτή του πρώτου συστήματος. Ωστόσο, παρατηρείται διαφορά στις τιμές των μεγεθών. Συγκεκριμένα το Q_u εμφανίζει υψηλότερες τιμές για όλους τους εξεταζόμενους μήνες, που σημαίνει ότι στο τρίτο σύστημα αυξάνει ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών (η_{col}) σε σύγκριση με το πρώτο καθώς η εισερχόμενη στο σύστημα ενέργεια είναι η ίδια. Όμοια και το Q_e παρουσιάζει αύξηση σε σχέση με το πρώτο σύστημα, που οδηγεί σε υψηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}). Σημειώνεται ότι η μέγιστη τιμή του Q_e για τον μήνα Αύγουστο είναι 11.6 kW.

Η Εικόνα 5.113 παρουσιάζει την ετήσια συμπεριφορά των συνολικών θερμοτήτων των μεγεθών Q_e , Q_u (ΣQ_e , ΣQ_u) με την υπόθεση ότι οι εξεταζόμενοι μήνες έχουν 30 ημέρες, όπως έγινε και για το πρώτο σύστημα. Τα τρία αυτά μεγέθη εμφανίζουν ίδια συμπεριφορά με του πρώτου συστήματος όπως αναμενόταν καθώς η διαφορά που παρουσιάζουν κατά την επίλυση είναι η τιμή του COP_{sys} και του T_g . Τον Αύγουστο η παραγόμενη ψύξη φθάνει την τιμή των 2149 kWh. Η Εικόνα 5.114 δείχνει ότι το COP_{sys} και το η_{col} ακολουθούν την ίδια κατανομή με τα ΣQ_e και ΣQ_u , αντίστοιχα. Σημειώνεται ότι το μέσο ετήσιο COP_{sys} για το τρίτο σύστημα είναι 0.092.



Εικόνα 5.113 Ετήσια κατανομή των μεγεθών ΣQ_e, ΣQ_u για το τρίτο σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή



Εικόνα 5.114 Ετήσια κατανομή των μεγεθών COP_{sys}, η_{col} για το τρίτο σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή

5.5 Ανακεφαλαίωση

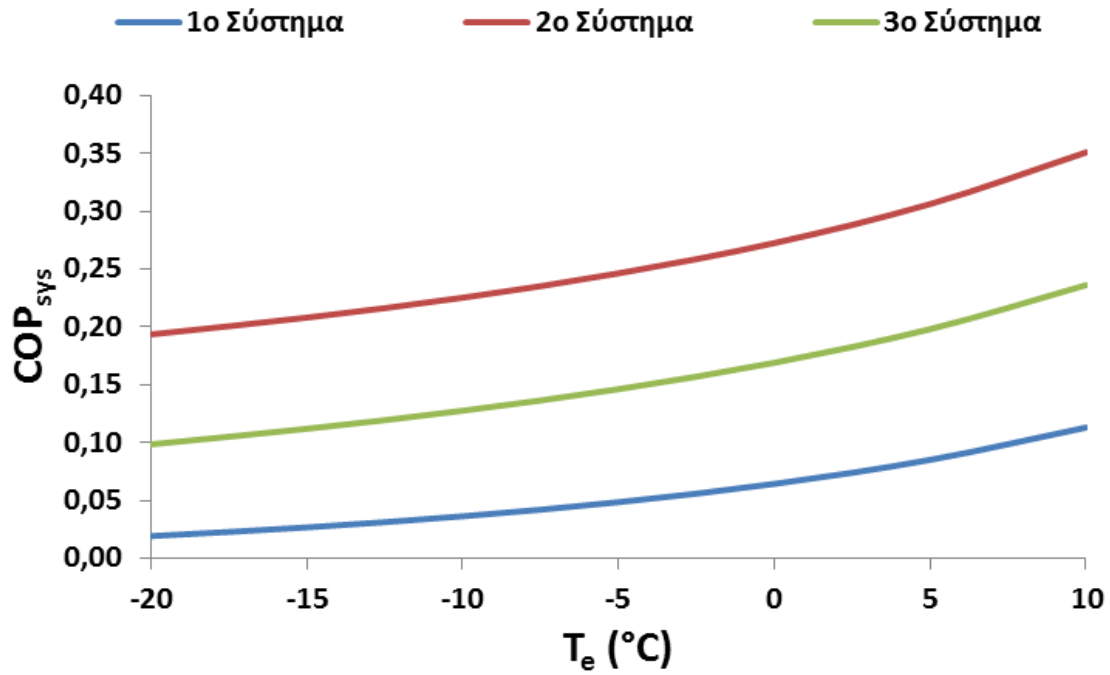
Στο παρόν κεφάλαιο εξετάστηκε το τυπικό σύστημα ψύξης με χρήση εγχυτήρα στο οποίο έγινε βελτιστοποίηση ως προς το COP_{sys} με μεταβλητές την πτώση πίεσης στον εγχυτήρα (ΔP) και τη θερμοκρασία του αναγεννητή (T_g). Η διαδικασία αυτή ακολουθήθηκε για διάφορους συνδυασμούς θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e) και θερμοκρασίας συμπύκνωσης (T_c). Έγινε, επίσης, διερεύνηση της μεταβολής της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στους συλλέκτες (G_T) στη λειτουργία του συστήματος.

Αυτά υπολογίσθηκαν με την υπόθεση ότι το σύστημα λειτουργεί σε μόνιμες συνθήκες. Η ίδια ανάλυση ακολουθήθηκε και για το δεύτερο σύστημα στο οποίο προστίθεται ένας συμπιεστής μεταξύ του ατμοποιητή και του εγχυτήρα. Στην περίπτωση αυτή μελετάται και η επίδραση του λόγου πίεσης του συμπιεστή (ή της μεταβλητής b). Το τρίτο σύστημα διαθέτει ένα στρόβιλο ο οποίος είναι τοποθετημένος μεταξύ του αναγεννητή και του εγχυτήρα και χρησιμοποιείται για την μηχανική κίνηση του συμπιεστή που στο δεύτερο σύστημα γινόταν με την παροχή ηλεκτρικής ενέργειας εκτός συστήματος. Εδώ, η επίλυση σε μόνιμες συνθήκες περιλαμβάνει τη βελτιστοποίηση ως προς την ψυκτική ισχύ (Q_e) με μεταβλητή το a που είναι μια αδιάστατη μεταβλητή της πίεσης εισόδου στο στρόβιλο, ενώ και στην περίπτωση αυτή μελετάται η συμπεριφορά του συστήματος με τη μεταβολή της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας. Ο Πίνακας 5.1 παρουσιάζει σημαντικά εξεταζόμενα μεγέθη για τα τρία εξεταζόμενα συστήματα, λαμβάνοντας για το b την τυπική τιμή 0.5, όταν $T_c = 40^\circ\text{C}$ και $T_e = 0^\circ\text{C}$.

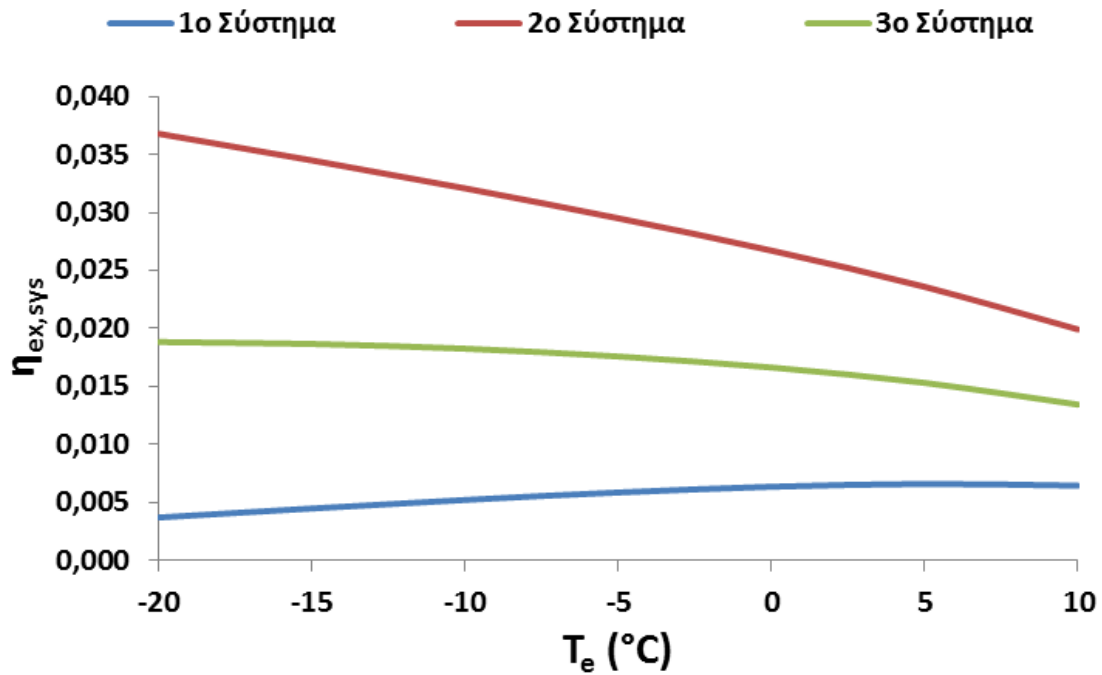
Πίνακας 5.1 Σύγκριση εξεταζόμενων συστημάτων για $T_c = 40^\circ\text{C}$, $T_e = 0^\circ\text{C}$ και $b = 0.5$

Μεγέθη	Πρώτο Σύστημα	Δεύτερο Σύστημα	Τρίτο Σύστημα	Συμπίεση Ατμού
COP_{sys}	0.065	0.27	0.17	3.9
$\eta_{\text{ex,sys}}$	0.0064	0.027	0.017	0.36
P_{el} (kW)	-	4.5	-	7.3
Savings - P_{el}	100%	36%	100%	0%
Q_e (kW)	6.5	28.5	16.9	28.5
Q_g (kW)	35.6	42.1	40.6	-
Q_u (kW)	36.5	42.8	41.3	-

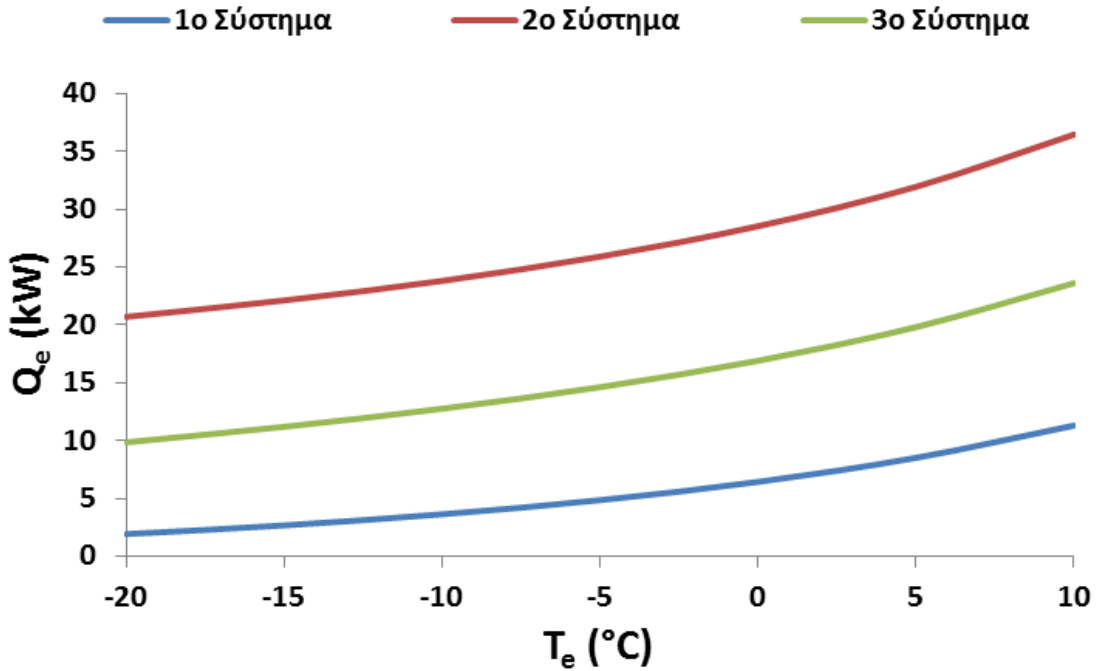
Είναι εμφανές ότι το κλασσικό σύστημα ψύξης με συμπίεση ατμού είναι το πιο αποδοτικό τόσο ενεργειακά όσο και εξεργειακά. Έχει, όμως, το μειονέκτημα ότι καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια και μάλιστα αρκετά περισσότερη από το δεύτερο σύστημα, η οποία κοστίζει. Το δεύτερο σύστημα εξοικονομεί ηλεκτρική ενέργεια κατά 36% αυτής που καταναλώνει το σύστημα συμπίεσης ατμού, αλλά παρουσιάζει σημαντική μείωση του COP_{sys} και του $\eta_{\text{ex,sys}}$. Ωστόσο, αποτελεί αποδοτικότερο σύστημα ενεργειακά και εξεργειακά από το πρώτο και το τρίτο σύστημα. Επιπροσθέτως, πετυχαίνει υψηλότερη ψυκτική ισχύ (Q_e) και υψηλότερο βαθμό απόδοσης των συλλεκτών (η_{col}) καθώς το Q_u είναι υψηλότερο. Το μεγάλο πλεονέκτημα του πρώτου και του τρίτου συστήματος είναι ότι δεν απαιτούν ηλεκτρική ενέργεια για τη λειτουργία τους. Το τρίτο σύστημα, όμως, είναι πολύ περισσότερο βελτιωμένο από το πρώτο ενεργειακά, εξεργειακά, σε ποσότητα ψυκτικής ισχύος και σε βαθμό απόδοσης συλλεκτών. Από τα νούμερα του Πίνακα 5.1, γίνεται εμφανές ότι η καινοτομία του τρίτου συστήματος με την προσθήκη του τροβίλου δίνει αρκετά αξιόλογα αποτελέσματα. Η σύγκριση ως προς το COP_{sys} , το $\eta_{\text{ex,sys}}$ και το Q_e φαίνεται και στις Εικόνες 5.115-5.117.



Εικόνα 5.115 Σύγκριση των τριών συστημάτων ως προς το COP_{sys} (με $b=0.5$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e)

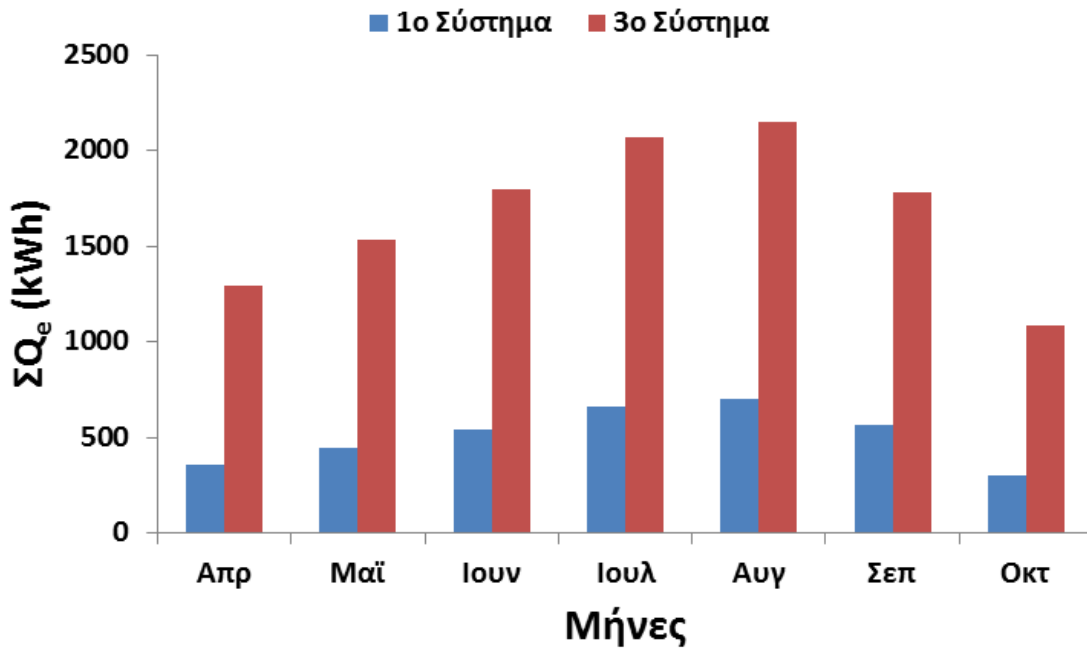


Εικόνα 5.116 Σύγκριση των τριών συστημάτων ως προς το $\eta_{ex,sys}$ (με $b=0.5$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e)

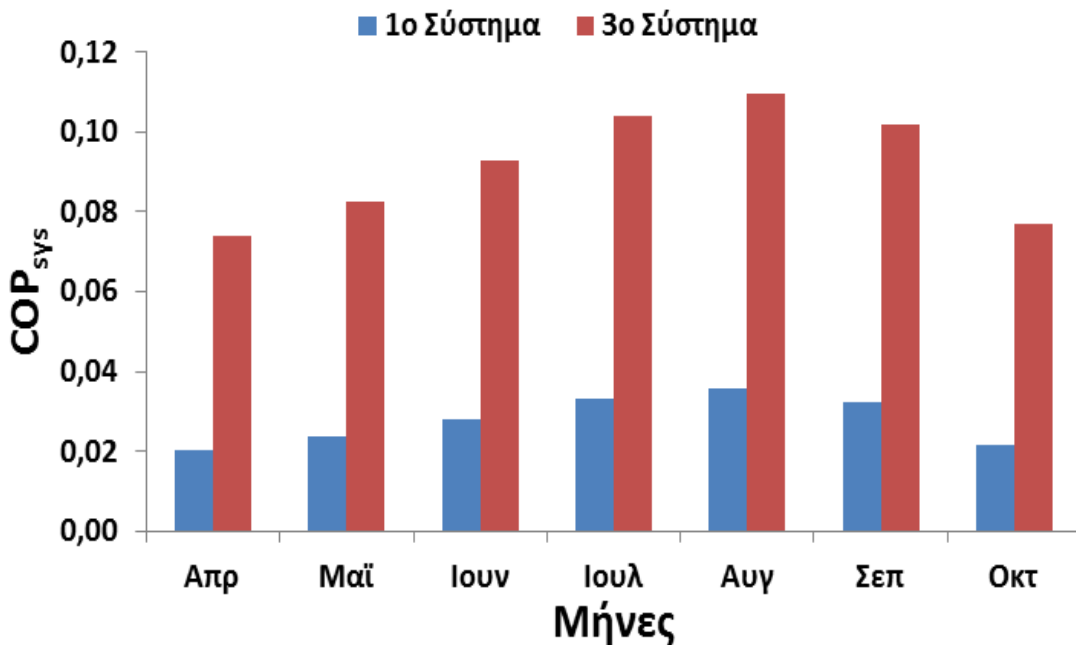


Εικόνα 5.117 Σύγκριση των τριών συστημάτων ως προς το Q_e (με $b=0.5$) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης (T_e)

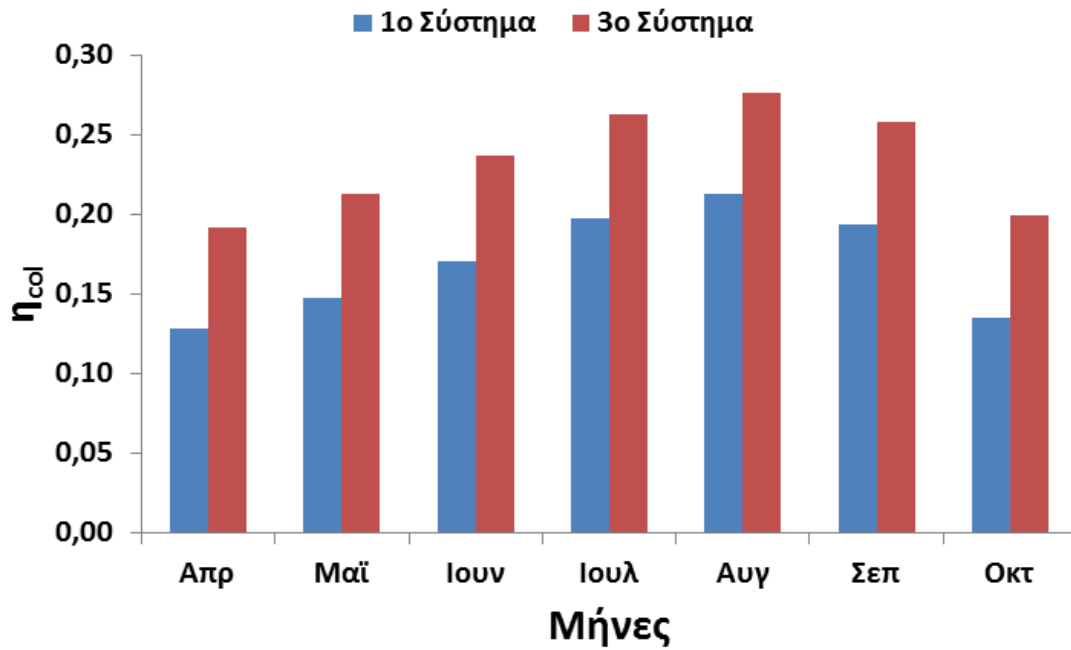
Η επίλυση σε δυναμικές-χρονομεταβαλλόμενες συνθήκες επηρεάζει μόνο το ηλιακό υποσύστημα καθώς το COP_{ch} παραμένει σταθερό και πραγματοποιείται μόνο για το πρώτο και το τρίτο σύστημα με χρονικό βήμα $\Delta t = 10$ s. Για την επίλυση επιλέγεται T_c ίσο με 40°C και T_e ίσο με 0°C , ενώ για το τρίτο σύστημα επιλέγεται επιπλέον τιμή για το b ίση με 0.5 . Όπως και σε μόνιμες συνθήκες, έτσι και εδώ το τρίτο σύστημα εμφανίζει καλύτερη συμπεριφορά κατά τη διάρκεια της ημέρας τόσο σε σχέση με την ψυκτική ισχύ (Q_e) όσο και με τον βαθμό απόδοσης των συλλεκτών (η_{col}) καθώς το Q_u είναι υψηλότερο και η προσπίπτουσα ακτινοβολία είναι η ίδια για τα δύο συστήματα. Επιπλέον, παρατηρείται ότι το τρίτο σύστημα παράγει για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα ψύξη έναντι του πρώτου. Η καλύτερη απόδοση του τρίτου συστήματος φαίνεται και στις Εικόνες 5.118 5.119 και 5.120, που δείχνουν ότι κατά την ετήσια λειτουργία παράγεται περισσότερη ψύξη από το πρώτο, με καλύτερο COP_{sys} και η_{col} . Σημειώνεται ότι η διάρκεια όλων των μηνών έχει ληφθεί ίση με 30 ημέρες. Τέλος, το μέσο ετήσιο COP_{sys} για το πρώτο και το τρίτο σύστημα, αντίστοιχα, είναι 0.028 και 0.092 .



Εικόνα 5.118 Ετήσια κατανομή της συνολικά παραγόμενης ψύξης ΣQ_e για το πρώτο-τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και το τρίτο-σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή



Εικόνα 5.119 Ετήσια κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς συστήματος (COP_{sys}) για το πρώτο-τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και το τρίτο-σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή



Εικόνα 5.120 Ετήσια κατανομή βαθμού απόδοσης συλλεκτών (η_{col}) για το πρώτο-τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και το τρίτο-σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα και συζευγμένο στρόβιλο με συμπιεστή

Βιβλιογραφία 5^{οο} Κεφαλαίου

[5.1]E. Bellos, C. Tzivanidis, "Optimum design of a solar ejector refrigeration system for various operating scenarios", *Energy Conversion and Management*, vol. 154, pp. 11-24, 2017.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας για την παραγωγή ψύξης, γνωστή ως ηλιακή ψύξη, και συμβαδίζει με την τάση της εποχής που επιδιώκει τη χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας για μείωση της κατανάλωσης καυσίμων και προστασία του περιβάλλοντος. Συγκεκριμένα, ασχολείται με τη μελέτη και τη βελτιστοποίηση συστημάτων ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα (ejector). Ο εγχυτήρας είναι μία συσκευή που δέχεται δύο ρεύματα εισόδου διαφορετικών πιέσεων και βγάζει στην έξοδο ένα ρεύμα το οποίο έχει μια ενδιάμεση πίεση. Στο πρώτο σύστημα που εξετάστηκε το οποίο είναι ένα τυπικό σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα, ο εγχυτήρας μαζί με την προσθήκη ενός κύκλου στο ψυκτικό σύστημα αντικαθιστά τον συμπιεστή που χρησιμοποιείται σε ένα συνηθισμένο σύστημα ψύξης με συμπίεση ατμού, αποφεύγοντας με αυτό τον τρόπο το κόστος με το οποίο αυτός επιβαρύνει για τη λειτουργία του. Για να λειτουργήσει, όμως, ο εγχυτήρας και να κινηθεί το ψυκτικό σύστημα απαιτείται η πρόσδοση θερμότητας η οποία στην περίπτωσή μας δίνεται με τη βοήθεια ηλιακών συλλεκτών κενού (ETC), οι οποίοι εμφανίζουν κάποια ιδιαίτερα πλεονεκτήματα, από την ηλιακή ακτινοβολία. Το σύστημα αυτό, όπως αναφέρθηκε, πέτυχε $COP_{sys} = 0.065$ για το R141b με θερμοκρασία ατμοποίησης (T_e) ίση με $0^\circ C$ και θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_c) ίση με $40^\circ C$, που είναι πολύ μικρός συντελεστής συμπεριφοράς. Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με το κόστος των συλλεκτών (τυπική τιμή 250 €/m^2) οδηγεί εύκολα στο συμπέρασμα ότι ένα τέτοιο σύστημα δεν μπορεί να είναι οικονομικά αποδοτικό. Αυτός είναι ένας σημαντικός λόγος για τον οποίο η ηλιακή ψύξη με εγχυτήρα δεν αποτελεί από μόνο του ένα σύστημα για εκτενή μελέτη, αλλά λειτουργεί κυρίως ως ένα επιμέρους ενισχυτικό στοιχείο, όπως φαίνεται και στην πλειονότητα των συστημάτων που παρουσιάστηκαν στο υποκεφάλαιο 3.4.

Με στόχο τη βελτίωση της απόδοσης του τυπικού συστήματος ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα γίνεται η προσθήκη επιπλέον συσκευών οι οποίες αυξάνουν ταυτόχρονα και το κόστος. Πρώτη είναι προσθήκη ενός συμπιεστή μεταξύ του ατμοποιητή και της εισόδου της δευτερεύουσας ροής του εγχυτήρα. Η περίπτωση αυτή αποτελεί το δεύτερο εξεταζόμενο σύστημα και πετυχαίνει $COP_{sys} = 0.27$ για $T_e = 0^\circ C$, $T_c = 40^\circ C$ και $b = 0.5$ με ψυκτικό μέσο το R141b. Είναι, επομένως, εμφανές ότι υπάρχει αξιοσημείωτη βελτίωση της απόδοσης. Το μεγάλο μειονέκτημα, όμως, του συστήματος αυτού είναι η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για τη λειτουργία του συμπιεστή. Ωστόσο, από την άλλη πλευρά η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας είναι μικρότερη σε σύγκριση με αυτή που θα κατανάλωνε ένα σύστημα συμπίεσης ατμού για να επιφέρει το ίδιο ψυκτικό αποτέλεσμα, όπως φαίνεται στον Πίνακα 5.1.

Για να εξαλειφθεί το μειονέκτημα της κατανάλωσης ισχύος, που αποτελεί ένα επιπλέον κόστος, εξετάστηκε η περίπτωση προσθήκης στρόβιλου μεταξύ του αναγεννητή και της εισόδου της κύριας ροής του εγχυτήρα. Ο στρόβιλος αυτός είναι συζευγμένος μηχανικά με το συμπιεστή, οπότε το παραγόμενο σε αυτόν έργο καταναλώνεται για την κίνηση του συμπιεστή. Το τρίτο αυτό σύστημα επιτυγχάνει $COP_{sys} = 0.17$ για $T_e = 0^\circ C$, $T_c = 40^\circ C$ και $b = 0.5$ με ψυκτικό μέσο το R141b. Η απόδοση του, λοιπόν, είναι μειωμένη σε σύγκριση με το δεύτερο σύστημα, αλλά πολύ

καλύτερη από του πρώτου, όπως ήταν επιθυμητό, και χωρίς την παροχή επιπλέον ενέργειας για τη λειτουργία του. Επίσης, η αυξημένη απόδοση και δυνατότητα παραγωγής ψύξης του πρώτου έναντι του τρίτου συστήματος είναι εμφανής και στην περίπτωση που τα συστήματα εξετάζονται κάτω από δυναμικές συνθήκες, όπως φάνηκε στο υποκεφάλαιο 5.4, τόσο σε ημερήσια όσο και σε ετήσια κλίμακα. Χαρακτηριστικά αναφέρεται ότι το μέσο ετήσιο COP_{sys} είναι 0.028 και 0.092 για το πρώτο και το τρίτο σύστημα, αντίστοιχα. Σημειώνεται ότι το R141b είναι το ψυκτικό μέσο με την καλύτερη απόδοση από όσα εξετάστηκαν και στα τρία συστήματα.

Στην παρούσα εργασία δίνεται έμφαση στην ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση των τριών συστημάτων. Σε μελλοντική έρευνα μπορούν να μελετηθούν τα εξής:

- Η συμπεριφορά των συστημάτων για περισσότερα ψυκτικά μέσα και να γίνει η επιλογή του καταλληλότερου συνδυάζοντας εκτός από την αποδοτικότητα και περιβαλλοντικά κριτήρια, δηλαδή χαμηλούς περιβαλλοντικούς δείκτες όπως το ODP και το GWP.
- Στην περίπτωση του τρίτου συστήματος μπορεί να εξετασθεί η δυνατότητα αποτόνωσης σε μεγαλύτερο εύρος πιέσεων από αυτό που απαιτείται για την κίνηση του συμπιεστή ώστε να παράγεται επιπλέον μηχανικό έργο το οποίο θα μπορεί να χρησιμοποιηθεί, για παράδειγμα, για την κίνηση μίας γεννήτριας και την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Εδώ, θα χρειαστεί περισσότερη μελέτη για την επιλογή του κατάλληλου ψυκτικού μέσου, καθώς θα πρέπει η κρίσιμη πίεσή του να έχει τιμή που να επιτρέπει ένα μεγάλο λόγο αποτόνωσης στο στρόβιλο ικανό να καλύψει τις ανάγκες του συμπιεστή και να παραγάγει μηχανικό έργο.
- Σε κάποιο σημείο μπορεί να γίνεται απομάστευση του θερμικού ελαίου που κυκλοφορεί στο ηλιακό υποσύστημα για την κάλυψη αναγκών θέρμανσης ή, εάν οι ανάγκες θέρμανσης δεν απαιτούν υψηλή θερμοκρασία πρόσδοσης, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η απορριπτόμενη θερμότητα του συμπυκνωτή.
- Ο συνδυασμός με έναν κύκλο απορρόφησης στο οποίο μπορεί ο συμπυκνωτής του κύκλου απορρόφησης να αποβάλλει τη θερμότητά του στον ατμοποιητή των μελετώμενων συστημάτων της παρούσας παρούσας εργασία.
- Μελέτη της συμπεριφοράς των συστημάτων σε διαφορετικές περιοχές, το οποίο αφορά ουσιαστικά το κομμάτι της επίλυσης σε δυναμικές συνθήκες.
- Χρήση διαφορετικού είδους ηλιακών συλλεκτών. Στην περίπτωση των εξεταζόμενων συστημάτων που παράγεται μόνο ψύξη προτείνεται χρήση συλλεκτών FPC ή CPC. Εάν μελετηθεί το προτεινόμενο σύστημα με την επιπρόσθετη παραγωγή έργου μπορούν να εξετασθούν επιπλέον και οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες PTC, Fresnel και παραβολοειδές κάτοπτρο που παράγουν υψηλότερες θερμοκρασίες.
- Υπερθέρμανση του ψυκτικού μέσου στον αναγεννητή.
- Οικονομική ανάλυση για τα εξεταζόμενα συστήματα για να φανεί εάν υπάρχει η δυνατότητα εφαρμογής σε πρακτικό επίπεδο. Η οικονομική ανάλυση, επίσης, είναι δυνατό να συνδυαστεί με την εξέταση των προηγούμενων προτεινόμενων περιπτώσεων.