



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«Εξεργειακή και οικονομική ανάλυση συστημάτων ηλιακής ψύξης με χρήση γενετικού αλγορίθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης»

Του Φοιτητή

Νικολάου Χαϊδεμένου

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Οκτώβριος 2018

Περίληψη

Στο πλαίσιο της συλλογικής προσπάθειας τόσο από την επιστημονική κοινότητα όσο και από την αγορά για την υιοθέτηση φιλικότερων τεχνολογιών προς το περιβάλλον, αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη και μοντελοποίηση των δυο επικρατέστερων συστημάτων ηλιακής ψύξης: του συστήματος απορρόφησης μιας βαθμίδας και του συστήματος προσρόφησης μιας βαθμίδας και δυο κλινών, τα οποία τροφοδοτούνται από ένα σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας που λειτουργεί είτε με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες (FPC) είτε με συλλέκτες κενού (ETC). Για τις περιπτώσεις μη επάρκειας της ηλιακής ενέργειας θεωρήθηκε ότι χρησιμοποιείται ο υπάρχων λέβητας φυσικού αερίου του υπό μελέτη κτηρίου. Παράλληλα για λόγους πληρότητας μοντελοποιήθηκε και το συμβατικό σύστημα μηχανικής συμπίεσης μίας βαθμίδας, καθώς ως κυρίαρχη τεχνολογία σήμερα αποτελεί το μέτρο σύγκρισης για τα προαναφερόμενα ηλιακά συστήματα.

Οι παραπάνω τεχνολογίες επιλέχθηκε να εφαρμοστούν σε ένα πρότυπο μοντέλο μονόροφης κατοικίας 100m² και η απόδοσή τους εξετάστηκε για πέντε διαφορετικές ευρωπαϊκές πόλεις: Αθήνα, Βερολίνο, Μαδρίτη, Νάπολη και Παρίσι. Η σύγκριση αυτή στοχεύει στην εξεργειακή, οικονομική και περιβαλλοντική αξιολόγηση κάθε περίπτωσης, ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα αναφορικά με την λειτουργικότητα, την αποδοτικότητα και την οικονομική βιωσιμότητα των εξεταζόμενων συστημάτων. Για τον προσδιορισμό του βέλτιστου σεναρίου, ως προς την περίοδο αποπληρωμής και την εξεργειακή απόδοση του συστήματος, υλοποιήθηκαν και εκτελέστηκαν πολυ-παραμετρικοί γενετικοί αλγόριθμοι βελτιστοποίησης με βάση την ετήσια λειτουργία του εκάστοτε συστήματος για καθεμία από τις υπό μελέτη πόλεις. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα του αλγορίθμου, ο βέλτιστος εξεργειακός βαθμός απόδοσης ήταν της τάξης του 77.4% και καταγράφηκε στο Βερολίνο για τον ελάχιστο αριθμό συλλεκτών FPC σε σύζευξη με ένα ψύκτη απορρόφησης. Από την άλλη πλευρά, η μικρότερη περίοδος αποπληρωμής σημειώθηκε στη Νάπολη για το ίδιο ζεύγος συλλέκτη-ψύκτη και ήταν ίση με 25 χρόνια. Επιπρόσθετα, ποσοτικοποιήθηκε η εξοικονόμηση σε ισοδύναμους ρύπους, όπως επίσης και η εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας για όλα τα συστήματα. Από περιβαλλοντικής άποψης διαπιστώθηκε ότι βέλτιστο σύστημα ήταν αυτό του ψύκτη απορρόφησης τροφοδοτούμενο από συλλέκτες κενού, λόγω των υψηλών αποδόσεων των επιμέρους συστημάτων.

Abstract

Towards the growing interest of both the scientific community and the market for environmentally friendlier energy sources, the current thesis investigated the modeling of the two dominant solar thermally driven cooling and heating systems: single effect absorption and single stage double bed adsorption both powered by solar non-concentrating collectors -both flat plate collectors (FPCs) and evacuated tube collectors (ETCs) were considered-. The already installed natural gas boiler was considered as the backup system in case of insufficient solar heat input. In order to quantify the benefits of the solar cooling and heating systems a conventional heat pump was also considered.

The studied systems were evaluated in a model 100m² one storey residential building considered to be located in five different European cities, namely Athens, Berlin, Madrid, Naples and Paris. The evaluation was conducted on an exergetic, economical and environmental basis. A multi-objective genetic algorithm was developed for the determination of the optimal scenario in respect to the annual performance of the system for each of the considered locations. According to the results of the simulations, the maximum exergetic efficiency was as high as 77.4% and was reported in Berlin for a FPC driven absorption heat pump. On the other hand, the minimum payback period was reported in Naples for the same system and was equal to 25 years. Furthermore, a quantification of the emission savings in terms of key equivalent emissions was conducted for all considered scenarios along with an estimation of the primary energy savings. From an environmental point of view, the optimal system was the ETC driven absorption heat pump, mainly due to the high efficiencies of the involved components.

Πρόλογος

Από μικρός αγαπούσα αυτό που μόνος μου ονόμαζα “επίλυση προβλημάτων”. Με συνάρπαζε να λύνω προβλήματα μαθηματικών είτε οτιδήποτε άλλο το παιδικό μου μυαλό αντιλαμβανόταν ως πρόβλημα. Έλεγα, μάλιστα, αυτό θα μου άρεσε να είναι και το επάγγελμά μου, όταν μεγαλώσω.

Όταν, λοιπόν, έφτασε η ώρα της επιλογής σχολής, μετά από συζήτηση και έρευνα επέλεξα τη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, καθώς συνειδητοποίησα ότι κύρια ενασχόληση των μηχανικών είναι η επίλυση προβλημάτων ή πιο εύστοχα η προσπάθεια για κατά το δυνατόν επίλυση προβλημάτων. Όχι μόνο αυτό όμως. Η επίλυση προβλημάτων έχει πάντα μια πρακτική πλευρά: την εφαρμογή της λύσης στον κόσμο μας, στην καθημερινότητά μας. Κι αυτό το δεύτερο στοιχείο ευθύνη, καθήκον και προνόμιο των μηχανικών είναι. Και βέβαια το τρίπτυχο πρόβλημα-λύση-εφαρμογή είναι η πρόοδος. Κίνηση δηλαδή προς τα εμπρός για τη βελτίωση της ζωής όλων των ανθρώπων, ακόμη και όταν οι λύσεις μας γεννούν καινούργια προβλήματα κι έτσι ο αέναος κύκλος συνεχίζεται.

Η παρούσα λοιπόν διπλωματική εργασία αποτελεί ένα ακόμη ψήγμα σε αυτή την πορεία, καθώς επιχειρεί να μελετήσει ένα πολύ σημαντικό πρόβλημα: Πώς θα διατηρηθεί ενεργειακά ο σημερινός ενεργοβόρος και ταχύτατα αναπτυσσόμενος πολιτισμός μας, ενώ ταυτόχρονα θα προστατεύσουμε το περιβάλλον που συνεχώς πληγώνεται από τις διογκωμένες απαιτήσεις μας σε ενέργεια. Ολοκληρώνοντας τις σπουδές μου και την εργασία αυτή κρατάω στο μυαλό μου τα σημαντικότερα, την αξία της συνεργασίας και την αξία της ανταλλαγής ιδεών, προκειμένου και τα προβλήματα να επιλύονται και οι στόχοι μας να επιτυγχάνονται.

Στο πλαίσιο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Αναπληρωτή καθηγητή και επιβλέποντα της παρούσας εργασίας κ. Σωτήριο Καρέλλα για την ανάθεση της συγκεκριμένης εργασίας.

Ιδιαίτερες ευχαριστίες θα ήθελα να απευθύνω στον Τρύφωνα Ρουμπεδάκη για την άψογη συνεργασία, την υποστήριξη, την καθοδήγηση, την ανταλλαγή ιδεών αλλά και για το χρόνο που αφιέρωσε προς επίλυση αποριών και τυχόν ζητημάτων που ανέκυπταν κατά την εκπόνηση της εργασίας.

Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά το οικογενειακό και φιλικό μου περιβάλλον για την υποστήριξη, όχι μόνο κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της παρούσας εργασίας, αλλά και καθόλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Περιεχόμενα

Περίληψη.....	i
Abstract	ii
Πρόλογος.....	iii
Περιεχόμενα.....	v
Περιεχόμενα Σχημάτων.....	vii
Περιεχόμενα Πινάκων.....	xiii
Πίνακας Συμβόλων.....	xv
Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή	1
1.1. Τεχνολογίες Ψύξης.....	1
1.1.1 Ο Κύκλος Μηχανικής Συμπίεσης.....	2
1.1.2 Ο Κύκλος Απορρόφησης.....	6
1.1.3 Ο Κύκλος Προσρόφησης	9
1.2. Ηλιακοί Συλλέκτες	14
1.2.1 Επίπεδοι Συλλέκτες	16
1.2.2 Συλλέκτες κενού	18
1.2.3 Συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου	22
1.3. Ηλιακή Ψύξη.....	25
Κεφάλαιο 2. Σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας.....	29
2.1. Βέλτιστη γωνία τοποθέτησης συλλέκτη β, για μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας	29
2.2. Επιλογή συλλεκτών από την αγορά.....	32
2.2.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης Vitosol 300-F SV3C	32
2.2.2 Συλλέκτης κενού Akotec STC.....	33
2.3. Μοντελοποίηση συστήματος ηλιακών συλλεκτών και τροφοδοτικού δοχείου. ...	34
2.3.1 Επίλυση υποσυστήματος ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου.....	35
2.3.2 Επίλυση υποσυστήματος τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσίας του συστήματος ψύξης.....	36
2.4. Επικύρωση θεωρητικού μοντέλου – Αποτελέσματα - Αξιολόγηση.....	38
Κεφάλαιο 3. Μοντελοποίηση συστημάτων ψύξης - θέρμανσης.....	45
3.1. Σύστημα απορρόφησης	45
3.1.1 Ο κύκλος ψύξης-θέρμανσης με απορρόφηση	45
3.1.2 Θεωρητικό μοντέλο.....	45

3.1.3	Επικύρωση θεωρητικού μοντέλου- Αποτελέσματα- Αξιολόγηση	51
3.2.	Σύστημα προσρόφησης.....	59
3.3.	Σύστημα μηχανικής συμπίεσης.....	63
3.3.1	Μοντελοποίηση συμπίεστη.	63
3.3.2	Επιλογή πιέσεων και προσδιορισμός βασικών μεγεθών του κύκλου μηχανικής συμπίεσης.	66
3.3.3	Λειτουργία σε μερικό φορτίο.....	69
Κεφάλαιο 4.	Πρότυπο μοντέλο οικίας	75
4.1.	Εισαγωγή βασικής γεωμετρίας του σπιτιού	75
4.2.	Εισαγωγή δομικών χαρακτηριστικών του σπιτιού.....	76
4.3.	Εισαγωγή χαρακτηριστικών ως προς τον κλιματισμό του σπιτιού.....	77
Κεφάλαιο 5.	Σύζευξη συστημάτων – Εξεργειακή αξιολόγηση.....	81
5.1.	Σύζευξη συστήματος μηχανικής συμπίεσης- οικίας	81
5.2.	Σύζευξη συστημάτων απορρόφησης – προσρόφησης με το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας και με την οικία.	84
5.2.1	Μοντελοποίηση σύζευξης.....	84
5.2.2	Επικύρωση θεωρητικού μοντέλου.....	86
Κεφάλαιο 6.	Οικονομική αξιολόγηση	91
6.1.	Ισχύον σύστημα ψύξης και θέρμανσης για την πρότυπη οικία	91
6.2.	Σύστημα μηχανικής συμπίεσης.....	93
6.3.	Συστήματα απορρόφησης- προσρόφησης.	96
Κεφάλαιο 7.	Βελτιστοποίηση ηλιακών συστημάτων.....	99
7.1.	Διαγράμματα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC.	100
7.2.	Διαγράμματα βέλτιστων λύσεων μεταβλητών εξόδου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC.....	105
Κεφάλαιο 8.	Αποτίμηση ηλιακών συστημάτων από περιβαλλοντική σκοπιά	111
8.1.	Ισοδύναμες εκπομπές βασικών ρύπων.....	111
8.2.	Εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας	119
8.3.	Σύγκριση συνολικών αποτελεσμάτων με τη βιβλιογραφία.....	122
Κεφάλαιο 9.	Συμπεράσματα- Προτάσεις.....	125
Βιβλιογραφία		127

Περιεχόμενα Σχημάτων

Εικ. 1.1. Ροή ενέργειας σε ψυκτική μηχανή[3].....	2
Εικ. 1.2. Σχεδιάγραμμα ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης.....	3
Εικ. 1.3. Λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης ενθαλπίας βασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για το οργανικό μέσο R717(αμμωνία).	3
Εικ. 1.4. Λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης ενθαλπίας και διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας πραγματικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για το οργανικό μέσο R717(αμμωνία).	5
Εικ. 1.5. Σχεδιάγραμμα ψυκτικού κύκλου απορρόφησης.....	7
Εικ. 1.6. Θερμοδυναμικό διάγραμμα του θεωρητικού κύκλου ψύξης προσρόφησης[15].....	10
Εικ. 1.7. Τυπικός ψύκτης προσρόφησης δύο κλινών [17].....	12
Εικ. 1.8. Κύκλος λειτουργίας τυπικού ψύκτη προσρόφησης δύο κλινών [17].....	12
Εικ. 1.9. Σχηματική απεικόνιση επίπεδου ηλιακού συλλέκτη [31].	17
Εικ. 1.10. Σχηματική απεικόνιση θερμού σωλήνα υγρής σύνδεσης σωλήνα κενού [49].	21
Εικ. 1.11. (α) Σχηματική απεικόνιση σωλήνα κενού Dewar, τύπου άμεσης ροής, διάταξης U σε πρόοψη και πλάγια όψη (αριστερά) [51]. (β) Σχηματική απεικόνιση διάταξης σωλήνων κενού τύπου άμεσης ροής, διάταξης U (δεξιά) [52].	21
Εικ. 1.12. Σχηματική απεικόνιση ομόκεντρου σωλήνα κενού άμεσης ροής σε πρόοψη και πλάγια όψη [53].	21
Εικ. 1.13 Τυπικός παραβολικός ηλιακός συλλέκτης (PTC) με τα συστατικά του μέρη [1].....	24
Εικ. 1.14 Βασική αρχή λειτουργίας συλλεκτών PTC [62].....	24
Εικ. 1.15 Απώλειες του ηλιακού πεδίου για τον παραβολικό ηλιακό συλλέκτη (PTC) [1].....	25
Εικ. 1.16. Παράσταση της αύξησης της αγοράς ηλιακής ψύξης στην ΕΕ [69]	27
Εικ. 2.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης Vitosol 300-F SV3C.....	32
Εικ. 2.2 Συλλέκτης κενού Akotec STC	33
Εικ. 2.3 Καμπύλες απόδοσης συλλεκτών Vitosol 300-F SV3C και Akotec STC συναρτήσει της θερμοκρασίας του συλλέκτη T_{col} (°C) και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος θ_{amb} (°C). ..	34
Εικ. 2.4 Σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας.....	35
Εικ. 2.5 Μοντελοποίηση τροφοδοτικού δοχείου	38
Εικ. 2.6 Διάγραμμα προσδιορισμού της τιμής των θερμοκρασιών $T_{st.out}$ και $T_{col.in}$ συναρτήσει του αριθμού των θερμοκρασιακών ζωνών.	38
Εικ. 2.7 Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τον συλλέκτη $\theta_{col.out}$ (oC) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες FPC, με σταθερή κατανάλωση $Q_{feed} = 2000 W$	40

Εικ. 2.8 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών Q_{col} (kW) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες FPC, με σταθερή κατανάλωση $Q_{feed} = 2000$ W.	41
Εικ. 2.9 Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το τροφοδοτικό δοχείο $\theta_{st.out}$ (oC) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες FPC, με σταθερή κατανάλωση $Q_{feed} = 2000$ W.	41
Εικ. 2.10 Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τον συλλέκτη $\theta_{col.out}$ (oC) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες ETC, με σταθερή κατανάλωση $Q_{feed} = 2000$ W.	42
Εικ. 2.11 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών Q_{col} (kW) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες ETC, με σταθερή κατανάλωση $Q_{feed} = 2000$ W.	42
Εικ. 2.12 Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το τροφοδοτικό δοχείο $\theta_{st.out}$ (oC) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες ETC, με σταθερή κατανάλωση $Q_{feed} = 2000$ W.	43
Εικ. 3.1. Σχεδιάγραμμα μοντελοποίησης ψυκτικού κύκλου απορρόφησης[76].....	45
Εικ. 3.2. Διάγραμμα COP – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35$ 0C, $\theta_{ei} = 15$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	52
Εικ. 3.3. Διάγραμμα ψυκτικής ισχύος Q_e – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35$ 0C, $\theta_{ei} = 15$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	53
Εικ. 3.4. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35$ 0C, $\theta_{ei} = 15$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	53
Εικ. 3.5. Διάγραμμα COP – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7,5,12,5$ 0C, $\theta_{ai} = 35$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	54
Εικ. 3.6. Διάγραμμα ψυκτικής ισχύος Q_e – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7,5,12,5$ 0C, $\theta_{ai} = 35$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	54
Εικ. 3.7. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7,5,12,5$ 0C, $\theta_{ai} = 35$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	55
Εικ. 3.8. Διάγραμμα COP – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35$ 0C, $\theta_{ei} = 15$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	55
Εικ. 3.9. Διάγραμμα θερμικής ισχύος Q_c – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35$ 0C, $\theta_{ei} = 15$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	56
Εικ. 3.10. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35$ 0C, $\theta_{ei} = 15$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	56
Εικ. 3.11. Διάγραμμα COP – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7,5,12,5$ 0C, $\theta_{ai} = 35$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	57
Εικ. 3.12. Διάγραμμα θερμικής ισχύος Q_c – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7,5,12,5$ 0C, $\theta_{ai} = 35$ 0C, $\theta_{ci} = 35$ 0C	57

Εικ. 3.13. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7.5, 12.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\theta_{ai} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\theta_{ci} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$	58
Εικ. 3.14. Ψύκτης προσρόφησης $esco 2.0$ της εταιρίας SorTech.	59
Εικ. 3.15. Διάγραμμα προσέγγισης COP σε λειτουργία ψύξης σε θερμοκρασία θερμού νερού $\theta_{hot} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ για θερμοκρασίες ψυχρού νερού $\theta_{cold} = 5 - 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ και επαναψυχόμενου νερού $\theta_{recooling} = 25 - 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	61
Εικ. 3.16. Διάγραμμα προσέγγισης COP σε λειτουργία θέρμανσης σε θερμοκρασία θερμού νερού $\theta_{hot} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$ για θερμοκρασίες ψυχρού νερού $\theta_{cold} = 9 - 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ και επαναψυχόμενου νερού $\theta_{recooling} = 35 - 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	62
Εικ. 3.17. Διάγραμμα προσέγγισης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_{is} για το μοντέλο ZR61KCE-TFD (εργαζόμενο μέσο R134a) συναρτήσει του λόγου πίεσης (με σταθερή πίεση συμπυκνωτή P_{cond} για αντίστοιχη θερμοκρασία $\theta_{cond} = 49 \text{ } ^\circ\text{C}$ για όλο το εύρος πιέσεων ατμοποιητή P_{evap})	64
Εικ. 3.18. Διάγραμμα προσέγγισης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_{is} για το μοντέλο ZR49KCE-TF5 (εργαζόμενο μέσο R407c) συναρτήσει του λόγου πίεσης (με σταθερή πίεση συμπυκνωτή P_{cond} για αντίστοιχη θερμοκρασία $\theta_{cond} = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$ για όλο το εύρος πιέσεων ατμοποιητή P_{evap})	65
Εικ. 3.19. Διάγραμμα προσέγγισης του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης η_v για το μοντέλο ZR49KCE-TF5 (εργαζόμενο μέσο R134a) συναρτήσει του λόγου πίεσης (με σταθερή πίεση συμπυκνωτή P_{cond} για αντίστοιχη θερμοκρασία $\theta_{cond} = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$ για όλο το εύρος πιέσεων ατμοποιητή P_{evap})	65
Εικ. 3.20. Διάγραμμα προσέγγισης του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης η_v για το μοντέλο ZP34K5E-TFE (εργαζόμενο μέσο R410a) συναρτήσει του λόγου πίεσης (με σταθερή πίεση συμπυκνωτή P_{cond} για αντίστοιχη θερμοκρασία $\theta_{cond} = 51 \text{ } ^\circ\text{C}$ για όλο το εύρος πιέσεων ατμοποιητή P_{evap})	66
Εικ. 3.21. Διάγραμμα του συντελεστή COP , κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει του λόγου πίεσης π του κύκλου, για ψυκτική ισχύ $\dot{Q}_{evap} = 6.5 \text{ kW}$, για τα εργαζόμενα μέσα R134a, R410a, R407c.....	67
Εικ. 3.22. Διάγραμμα του συντελεστή COP , κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει του λόγου πίεσης π του κύκλου, για ψυκτική ισχύ $\dot{Q}_{evap} = 9 \text{ kW}$ για τα εργαζόμενα μέσα R134a, R410a, R407c.....	68
Εικ. 3.23. Διάγραμμα του συντελεστή COP , κατά τη διεργασία θέρμανσης, συναρτήσει του λόγου πίεσης π του κύκλου, για θερμική ισχύ $\dot{Q}_{cond} = 8 \text{ kW}$ για τα εργαζόμενα μέσα R134a, R410a, R407c.....	68
Εικ. 3.24. Διάγραμμα του συντελεστή COP , κατά τη διεργασία θέρμανσης, συναρτήσει του λόγου πίεσης π του κύκλου, για θερμική ισχύ $\dot{Q}_{cond} = 10 \text{ kW}$ για τα εργαζόμενα μέσα R134a, R410a, R407c.....	68
Εικ. 3.25. Διάγραμμα της αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος, κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει των θερμοκρασιών του αέρα περιβάλλοντος και της εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή, για το μοντέλο O15H της εταιρίας Carrier.	71

Εικ. 3.26. Διάγραμμα του συντελεστή COP, κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει των θερμοκρασιών του αέρα περιβάλλοντος και της εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή, για το μοντέλο 015H της εταιρίας Carrier.	72
Εικ. 3.27. Διάγραμμα της παροχής μάζας νερού στον ατμοποιητή, κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει των θερμοκρασιών του αέρα περιβάλλοντος και της εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή, για το μοντέλο 015H της εταιρίας Carrier.	72
Εικ. 4.1. Βασική γεωμετρία της επιφάνειας της πρότυπης οικίας.....	75
Εικ. 4.2. Τελική μορφή πρότυπης οικίας στο περιβάλλον ΒΕορτ.....	76
Εικ. 4.3. Ψυκτικά και θερμικά φορτία (kWh) της πρότυπης οικίας σε διάρκεια ενός έτους, ανά τις πόλεις δειγματοληψίας.....	79
Εικ. 5.1. Διάγραμμα του συντελεστή COP ανά ώρα για τη διάρκεια ενός έτους, για την πόλη της Αθήνας.	82
Εικ. 5.2. Διάγραμμα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης ηex ανά ώρα για τη διάρκεια ενός έτους, για την πόλη της Αθήνας.	82
Εικ. 5.3. Διάγραμμα της κατανάλωσης έργου στον συμπιεστή W (kW) ανά ώρα για τη διάρκεια ενός έτους, για την πόλη της Αθήνας.	83
Εικ. 5.4. Ιστόγραμμα του μέσου συντελεστή COP, για τη διάρκεια ενός έτους, ανά πόλη. ...	83
Εικ. 5.5. Ιστόγραμμα του μέσου εξεργειακού βαθμού απόδοσης ηex , για τη διάρκεια ενός έτους, ανά πόλη.	84
Εικ. 5.6. Ιστόγραμμα της μέσης κατανάλωσης έργου στον συμπιεστή W (kW) , για τη διάρκεια ενός έτους, ανά πόλη.....	84
Εικ. 6.1. Τιμή του ρεύματος δικτύου για οικιακούς και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat [91], για τα δεύτερα εξάμηνα των ετών 2015-2017	91
Εικ. 6.2. Τιμή του φυσικού αερίου για νοικοκυριά και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat [92] , για τα δεύτερα εξάμηνα των ετών 2015-2017.....	92
Εικ. 6.3. Διάγραμμα σταθερού κόστους FC του συστήματος μηχανικής συμπίεσης συναρτήσει της μέγιστης θερμικής ισχύος του σύμφωνα με στοιχεία της εταιρίας Carrier [86]	94
Εικ. 6.4. Διάγραμμα σταθερού κόστους FCst του τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει του όγκου του Vst σύμφωνα με στοιχεία της εταιρίας Cerbos	97
Εικ. 7.1. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για την Αθήνα.....	100
Εικ. 7.2. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για το Βερολίνο.	100

Εικ. 7.3. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για την Μαδρίτη.....	101
Εικ. 7.4. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για τη Νάπολη.....	101
Εικ. 7.5. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για το Παρίσι.....	102
Εικ. 7.6. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για την Αθήνα.....	106
Εικ. 7.7. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για το Βερολίνο.....	106
Εικ. 7.8. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για τη Μαδρίτη.....	107
Εικ. 7.9. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για τη Νάπολη.....	107
Εικ. 7.10. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για το Παρίσι.....	108
Εικ. 8.1. Διάγραμμα εκπομπής ισοδύναμων CO ₂ , για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.....	114
Εικ. 8.2. Διάγραμμα εκπομπής ισοδύναμων CO ₂ , για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.....	114
Εικ. 8.3. Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών σωματιδίων PM _{2.5} , για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.....	115
Εικ. 8.4. Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών σωματιδίων PM _{2.5} , για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.....	115
Εικ. 8.5. Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών CFC-11, για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.....	116
Εικ. 8.6. Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών CFC-11, για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.....	116
Εικ. 8.7. Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών SO ₂ , για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.....	117
Εικ. 8.8. Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών SO ₂ , για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.....	117
Εικ. 8.9. Διάγραμμα εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας (%), για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για τη βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής κάθε συστήματος.....	121

Εικ. 8.10 Διάγραμμα εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας ανά επιφάνεια συλλέκτη (kWh), για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για τη βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής κάθε συστήματος. 121

Περιεχόμενα Πινάκων

Πιν. 1.1. Βασικά χαρακτηριστικά συνηθέστερων ψυκτικών μέσων ψύκτη προσρόφησης. .	13
Πιν. 2.1. Βέλτιστη γωνία τοποθέτησης συλλέκτη β για μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας	32
Πιν. 2.2. Βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του συλλέκτη Vitosol 300-F SV3C.....	32
Πιν. 2.3. Βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του συλλέκτη κενού Akotec STC.....	33
Πιν. 3.1. Συντελεστές των εξισώσεων (1.22)-(1.23) για το ζεύγος LiBr-H ₂ O [80].....	50
Πιν. 3.2. Χαρακτηριστικά του ψύκτη απορρόφησης.....	51
Πιν. 3.3. Βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του ψύκτη ecoo 2.0.	60
Πιν. 3.4. Συντελεστής COP, για τη διεργασία της ψύξης, για θερμοκρασία θερμού νερού 85 0C ,για τις αντίστοιχες θερμοκρασίες επαναψυχόμενου και ψυχρού νερού	60
Πιν. 3.5. Παροχή ψυκτικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier.	69
Πιν. 3.6. Παροχή ψυκτικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier (συνέχεια).	70
Πιν. 3.7. Παροχή θερμικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier.	70
Πιν. 3.8. Παροχή θερμικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier(συνέχεια).	70
Πιν. 3.9. Παροχή θερμικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier (τέλος).	71
Πιν. 4.1. Χαρακτηριστικά των υλικών που χρησιμοποιήθηκαν στην τοιχοποιία.....	76
Πιν. 5.1. Επιλεγμένο μοντέλο μηχανικής συμπίεσης από την εταιρία Carrier για κάθε πόλη.	81
Πιν. 6.1. Τιμές του ρεύματος δικτύου για το δεύτερο εξάμηνο του 2017.....	92
Πιν. 6.2. Τιμές του φυσικού αερίου για το δεύτερο εξάμηνο του 2017	93
Πιν. 6.3. Κόστος λειτουργίας VC του συστήματος αναφοράς της οικίας για κάθε πόλη.....	93
Πιν. 6.4. Κόστος αγοράς και εγκατάστασης FC του συστήματος μηχανικής συμπίεσης για κάθε πόλη.....	94
Πιν. 6.5. Μεταβαλλόμενο κόστος VC του συστήματος μηχανικής συμπίεσης για κάθε πόλη.	95

Πιν. 6.6. Περίοδος αποπληρωμής του συστήματος μηχανικής συμπίεσης για κάθε πόλη. ..	95
Πιν. 6.7. Κόστος αγοράς και εγκατάστασης FC των συστημάτων απορρόφησης και προσρόφησης για κάθε πόλη.....	96
Πιν. 8.1. Ισοδύναμες εκπομπές ρύπων ανά kWh ηλεκτρικού ρεύματος και ανά kWh καύσης φυσικού αερίου.....	111
Πιν. 8.2. Ισοδύναμες τιμές ρύπων για την κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος για το σύστημα αναφοράς.....	112
Πιν. 8.3. Ισοδύναμες τιμές ρύπων για την κατανάλωση φυσικού αερίου στο λέβητα για το σύστημα αναφοράς.....	112
Πιν. 8.4. Ισοδύναμες τιμές ρύπων για το σύστημα αναφοράς.....	113
Πιν. 8.5. Κατανάλωση Πρωτογενούς Ενέργειας Συστήματος Αναφοράς (kWh).....	119
Πιν. 8.6. Σενάρια βέλτιστων περιόδων αποπληρωμής, με τις αντίστοιχες καταναλώσεις ενέργειας στο λέβητα Φ.Α. για όλα τα συστήματα ηλιακής ψύξης και θέρμανσης για κάθε πόλη.....	120
Πιν. 9.1. Βέλτιστο σενάριο περιόδων αποπληρωμής συστημάτων ηλιακής ψύξης και θέρμανσης για κάθε πόλη.....	126

Πίνακας Συμβόλων

A	Επιφάνεια	$[m^2]$
A_a	Επιφάνεια “ανοίγματος”	$[m^2]$
A_r	Επιφάνεια του δέκτη	$[m^2]$
C	Γινόμενο $m \cdot Cp$	$\left[\frac{kJ}{K \cdot s} \right]$
COP	Συντελεστή συμπεριφοράς	$[-]$
COP_c	Συντελεστή συμπεριφοράς Carnot	$[-]$
C_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση	$\left[\frac{kJ}{kgK} \right]$
C_v	Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο	$\left[\frac{kJ}{kgK} \right]$
D	Διάμετρος	$[m]$
ETC	Συλλέκτης κενού	$[-]$
Ex	Εξέργεια	$\left[\frac{J}{s} \right]$
FC	Σταθερό κόστος	$[€]$
FPC	Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης	$[-]$
G	Στιγμιαία ηλιακή ακτινοβολία	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
H	Ύψος	$[m]$
h	Ειδική ενθαλπία	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
h^{fg}	Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
I	Ωριαία ηλιακή ακτινοβολία	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
\dot{m}	Παροχή μάζας	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
$P (p)$	Πίεση	$[Pa]$ $- bar]$
PBP	Περίοδος αποπληρωμής	$[χρόνια]$
PTC	Συλλέκτης παραβολικού κατόπτρου	$[-]$
\dot{Q}	Ισχύς	$[W]$
s	Ειδική εντροπία	$\left[\frac{J}{kg K} \right]$
T	Θερμοκρασία	$[K]$
t	Θερμοκρασία δευτερεύοντος κυκλώματος	$[K]$
$t_$	Χρόνος	$[s]$
U	Ειδική θερμική διαπερατότητα	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
V	Όγκος	$[m^3]$
VC	Κόστος λειτουργίας	$[€]$

\dot{W}	Έργο ανά μονάδα χρόνου	[W]
x	Κατά μάζα σύσταση του διαλύματος σε διαλύτη-ψυκτικό	[%]

Ελληνικά Σύμβολα

β	Γωνία κλίσης συλλέκτη	[deg]
δ	Ηλιακή απόκλιση	[deg]
Δt	Χρονικό διάστημα	[s]
ϵ	Αποδοτικότητα	[-]
η	Βαθμός απόδοσης	[-]
θ	Θερμοκρασία	[C]
ϑ	Θερμοκρασία δευτερεύοντος κυκλώματος	[C]
ϑ°	Γωνία πρόσπτωσης	[deg]
θ_z	Γωνία ζενίθ	[deg]
ξ	Ανακλαστικότητα εδάφους	[-]
π	Λόγος πίεσης	[-]
ρ	Πυκνότητα	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
φ	Γεωγραφικό πλάτος	[deg]
ω	Ωριαία γωνία	[deg]

Δείκτες

a	Απορροφητής
absorption	Απορρόφηση
adsorption	Προσρόφηση
amb	Περιβάλλον
b	Άμεσος
boiler	Λέβητας
col	Συλλέκτη
cold	Ψυχρό
comp	Συμπιεστής
cond (c)	Συμπυκνωτής
d	Διάχυτος
dis	Εκτόπιση
evap (e)	Ατμοποιητής
ex (εξ)	Εξεργειακός
f	Ρευστό
feed	Προσδιδόμενος
g	Ατμογεννήτρια
gas	Αέριο
glob	Ολικός
heat	Θέρμανση

high	Υψηλός
hot	Θερμό
house	Οικία
in (i)	Εισερχόμενος
is	Ισηντροπικός
l	Υγρό
low	Χαμηλός
max	Μέγιστος
min	Ελάχιστος
n	Κάθετος
out (o)	Εξερχόμενος
pipe	Σωλήνας
pump	Αντλία
r	Ψυκτικό μέσο
recooling	Επαναψυχόμενο
refrigeration	Ψύξη
s	Διάλυμα
sol	Ηλιακός
ss	Ηλιακό σύστημα
st	Τροφοδοτικό
T	Κεκλιμένος
th	Θεωρητικός
u	Ωφέλιμος
v ₋	Ογκομετρικός
v ⁻	Ατμός
w	Νερό
*	Σημείο δρόσου
'	Μη ισορροπία

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

Η ηλιακή ενέργεια που προσλαμβάνεται από τη Γη κάθε στιγμή τροφοδοτεί και συντηρεί κάθε μορφή ζωής. Πρόκειται για το άθροισμα της φωτεινής ενέργειας, διαφόρων ακτινοβολιών και θερμικής ενέργειας. Η ηλιακή ενέργεια διατίθεται συνεχώς, χωρίς τη δαπάνη πόρων για την απόκτησή της. Υπολογίζεται πως κάθε στιγμή η συνολική ενέργεια που παράγεται υπό τη μορφή ακτινοβολίας στον ήλιο, ανέρχεται στα $3.8 \cdot 10^{20} MW$. Στην γη φθάνει μόνο ένα πολύ μικρό ποσοστό της ενέργειας αυτής, ίσο με $1.7 \cdot 10^{14} kW$. Παρόλα αυτά, ακόμα και με αυτό το μικρό ποσοστό, υπολογίζεται ότι η ακτινοβολία που προσπίπτει σε διάστημα 84 λεπτών ισοδυναμεί με την παγκόσμια ενεργειακή ζήτηση.[1] Είναι εύλογο, επομένως, να γίνεται τα τελευταία χρόνια εντατική προσπάθεια αξιοποίησής της εξαιτίας και της συνεχούς αυξανόμενης ζήτησης σε ενέργεια.

Ένας βασικός κλάδος με μεγάλες καταναλώσεις ενέργειας παγκοσμίως είναι η ψύξη, με πολλές και σημαντικές εφαρμογές τόσο στη βιομηχανία όσο και στις οικιακές καταναλώσεις. Στις οικίες και τα γραφεία χρησιμοποιούνται κλιματιστικά, όπως και ψυγεία και καταψύκτες για την αποθήκευση τροφίμων . Ταυτόχρονα, στη βιομηχανία η ψύξη αξιοποιείται για την υγροποίηση αερίων (οξυγόνου , αζώτου , προπανίου, μεθανίου), για την αφύγρανση πεπιεσμένου αέρα, σε χημικές διεργασίες εξασφαλίζει τις κατάλληλες συνθήκες χαμηλών θερμοκρασιών (π.χ. αλκυλίωση των βουτενίων και βουτανίου για την παραγωγή υψηλής οκτανίων βενζίνης) και τέλος χάρη σε αυτήν επιτυγχάνεται η υγιεινή μεταφορά και μαζική αποθήκευση τροφίμων. Τον τελευταίο αιώνα ο κλάδος της ψύξης αναπτύχθηκε ραγδαία, με αποτέλεσμα να αυξηθούν κατά πολύ και οι ενεργειακές καταναλώσεις του. Περίπου το 15% της παγκόσμιας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας χρησιμοποιείται για τις διεργασίες ψύξης [2]. Κατά αυτόν τον τρόπο, υπάρχει, πλέον, μεγάλο ενδιαφέρον για την αξιοποίηση της φιλικής προς το περιβάλλον και πρακτικά αστείου ηλιακής ενέργειας στον τομέα της ψύξης.

1.1. Τεχνολογίες Ψύξης

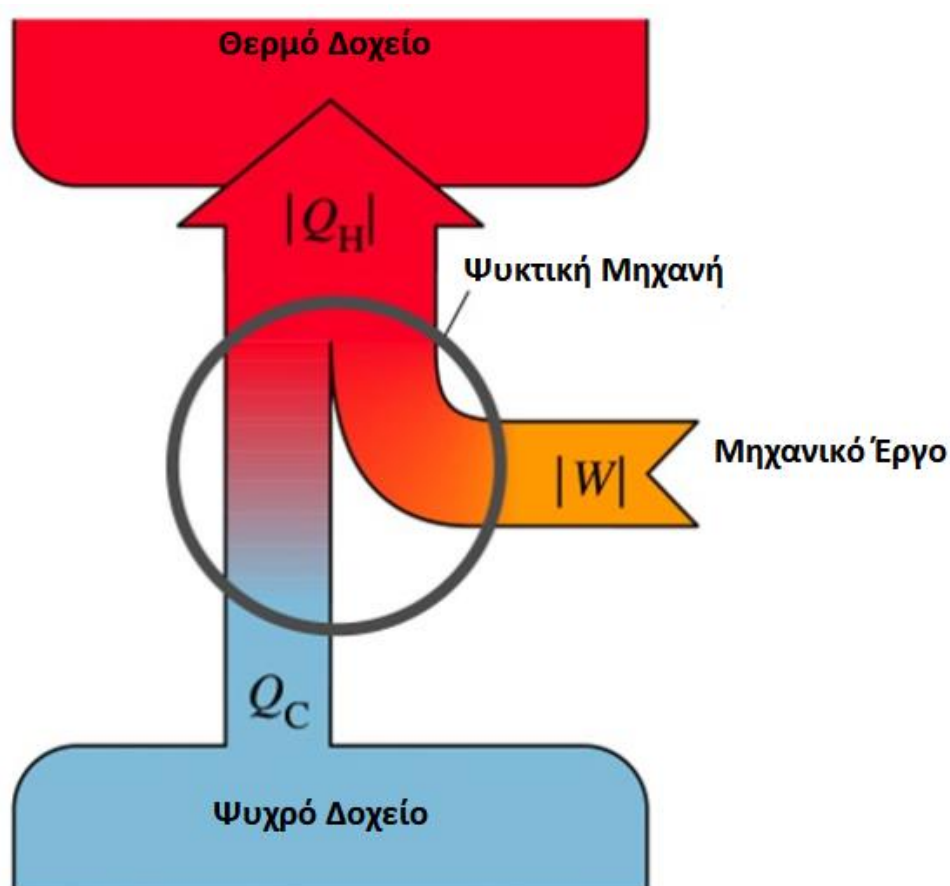
Σύμφωνα με τον Β θερμοδυναμικό νόμο η φυσική ροή της θερμότητας κατευθύνεται από ένα θερμό σώμα προς ένα κρύο. Αυτή η φυσική ροή θερμότητας επιτυγχάνεται με αγωγή, συναγωγή, ακτινοβολία και συνήθως συνδυασμό τους. Είναι φανερό πως η ψύξη είναι μια διαδικασία αντίστροφη από τον προαναφερθέντα μηχανισμό, η οποία απαιτεί κατανάλωση έργου για να επιτευχθεί.

Υπάρχουν πολλές μέθοδοι ψύξης και πολλά κριτήρια διαχωρισμού των μεθόδων αυτών. Ενδεικτικά, ανάλογα με το τρόπο που γίνεται η ψύξη έχουμε ψύξη με ατμό, με αέριο, θερμοηλεκτρική ψύξη, μαγνητική ψύξη. Άλλη μέθοδος ταξινόμησης είναι σε μη κυκλική και κυκλική ψύξη, με κριτήριο δηλαδή αν υφίσταται ένας θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας κατά την ψύξη.

Το ενδιαφέρον εστιάζεται στην κυκλική ψύξη που είναι μια συνεχής και αδιάκοπη διαδικασία και επιτελείται από ψυκτικές μηχανές. Πρόκειται για μηχανολογικές διατάξεις που επιτρέπουν τη μεταφορά ενέργειας από ένα δοχείο (χώρο) χαμηλής θερμοκρασίας, σε

ένα δοχείο (χώρο) υψηλότερης θερμοκρασίας με ταυτόχρονη κατανάλωση ενέργειας, όπως προαναφέρθηκε.

Η ροή ενέργειας σε τέτοιου είδους μηχανές παρουσιάζεται στην *Εικ. 1.1*:



Εικ. 1.1. Ροή ενέργειας σε ψυκτική μηχανή[3]

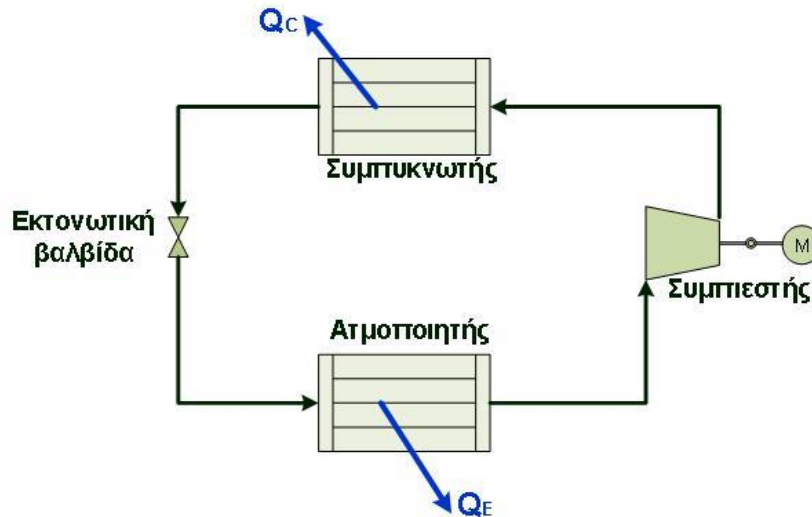
Εν συνεχεία, θα αναλυθεί εκτενέστερα η λειτουργία των βασικότερων και πιο διαδεδομένων ψυκτικών μηχανών.

1.1.1 Ο Κύκλος Μηχανικής Συμπίεσης

Πρόκειται για το πιο συνηθισμένο και μελετημένο σύστημα ψύξης με ευρεία εφαρμογή στην βιομηχανία για ψύξη και κατάψυξη τροφίμων σε μεγάλες ποσότητες αλλά και σε κτηριακές εγκαταστάσεις με μεγάλες ενεργειακές απαιτήσεις. Βασικό χαρακτηριστικό του συστήματος είναι πως πρέπει να περιέχει τουλάχιστον ένα συμπιεστή[4].

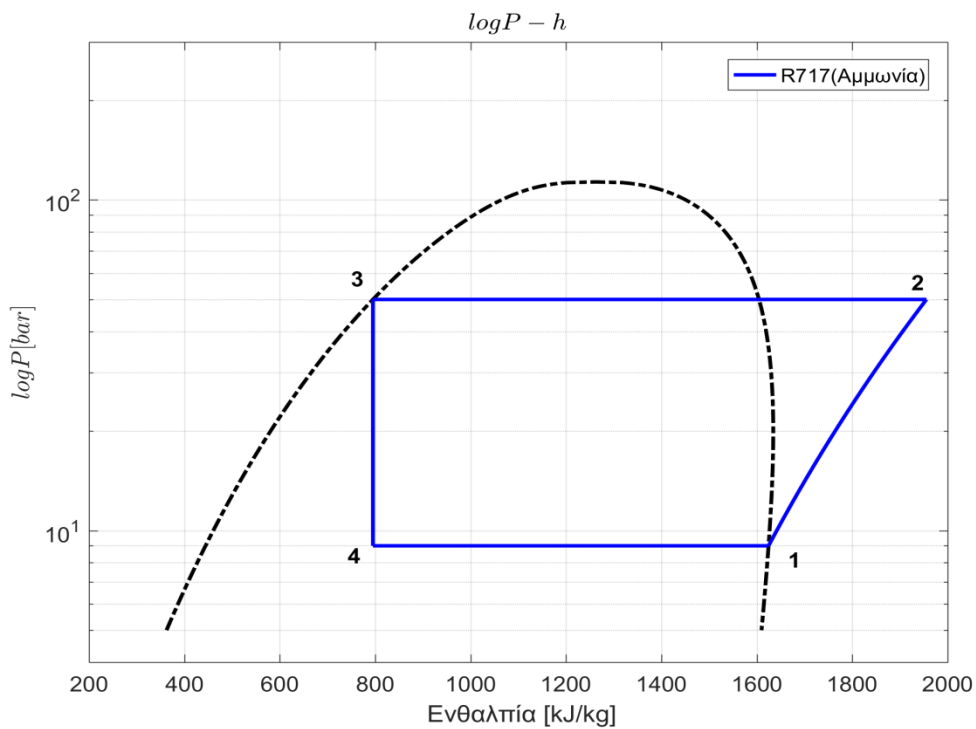
Ανάλυση κύκλου

Το κύκλωμα και τα βασικά μέρη ενός τέτοιου συστήματος ψύξης παρουσιάζονται στην *Εικ. 1.2*:



Εικ. 1.2. Σχεδιάγραμμα ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης

Ενδεικτικά, παρακάτω παρατίθεται το λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης ενθαλπίας βασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για το οργανικό μέσο R717 (αμμωνία).



Εικ. 1.3. Λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης ενθαλπίας βασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για το οργανικό μέσο R717(αμμωνία).

Με βάση τα ανωτέρω, το κύκλωμα αποτελείται από τα παρακάτω διακριτά τμήματα:

- μηχανικό συμπιεστή (εμβολοφόρο ή περιστροφικό ή φυγοκεντρικό) - μεταβολή 1-2,
- συμπυκνωτή (εναλλάκτη θερμότητας αερόψυκτο ή υδρόψυκτο) - μεταβολή 2-3,
- διάταξη εκτόνωσης ή στραγγαλισμού (τριχοειδή σωλήνα ή βαλβίδα) - μεταβολή 3-4,
- ατμοποιητή (εναλλάκτη θερμότητας) - μεταβολή 4-1,

Ένας τυπικός κύκλος λειτουργίας αποτελείται από τα εξής στάδια: Αρχικά, από τον ατμοποιητή το ψυκτικό μέσο σε κατάσταση ξηρού κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης (κατάσταση 1) εισέρχεται στον μηχανικό συμπιεστή. Εκεί ο ατμός συμπιέζεται και εξέρχεται ως υπέρθερμος, σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία (κατάσταση 2). Κατά τη συμπίεση του ατμού του ψυκτικού μέσου, προσδίδεται σε αυτό μηχανικό έργο. Ουσιαστικά η δαπάνη (οικονομική και ενεργειακή) για τη λειτουργία του συστήματος είναι το έργο που καταναλώνει ο συμπιεστής, συν τις απώλειες.

Στη συνέχεια, από τον συμπιεστή ο υπέρθερμος ατμός κατάστασης 2 εισέρχεται στο συμπυκνωτή, ο οποίος είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας. Εκεί ξεκινά η αποβολή θερμότητας από τον ατμό προς το μέσο απορρόφησης θερμότητας (π.χ. αέρας περιβάλλοντος ή νερό). Ο ατμός αποβάλλει θερμότητα, οπότε η θερμοκρασία του αρχικά μειώνεται, ενώ, όταν γίνει ίση με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης για την πίεση που επικρατεί, αρχίζει η συμπύκνωσή του, μέχρι όλο το ψυκτικό μέσο να εξέλθει σε (κορεσμένη) υγρή κατάσταση 3 -περίπτωση μηδενικής υπόψυξης-. Η ιδανική λειτουργία του συμπυκνωτή είναι ισόθλιπτη μεταβολή μέχρι το μέσο να γίνει κορεσμένο υγρό.

Έπειτα από τον συμπυκνωτή το εργαζόμενο μέσο περνά από τη διάταξη εκτονώσεως ή στραγγαλισμού, εκτονώνεται και εξέρχεται σε δι-φασική κατάσταση, χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (κατάσταση 4).

Τέλος, μετά την διάταξη εκτονώσεως το ψυκτικό μέσο εισάγεται στον ατμοποιητή. Πρόκειται ξανά για έναν εναλλάκτη θερμότητας στον οποίο το ψυκτικό μέσο απορροφά θερμότητα από το χώρο του ατμοποιητή, ατμοποιείται και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση ψυχρού κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης (κατάσταση 1). Ουσιαστικά, το ψυκτικό φαινόμενο λαμβάνει χώρα στον ατμοποιητή, όταν δηλαδή απομακρύνεται η θερμότητα από το χώρο μέσω του ψυκτικού.

Η ψυκτική διάταξη λειτουργεί σαν αντλία θερμότητας, δηλαδή αφαιρεί θερμότητα από ένα χώρο χαμηλής θερμοκρασίας και την αποβάλλει σε ένα άλλο χώρο υψηλότερης θερμοκρασίας.

Για να συμβεί αυτή η αντίστροφη πρόσδοση θερμότητας από το ψυχρό στον θερμό χώρο απαιτείται η προσφορά μηχανικής ισχύος \dot{W}_{comp} από τον συμπιεστή. Όπως αναφέρθηκε, στον ατμοποιητή γίνεται απορρόφηση θερμικής ισχύος \dot{Q}_E (ωφέλιμη ψυκτική ισχύς) από το χώρο του. Ενώ στο συμπυκνωτή αποβάλλεται θερμική ισχύς \dot{Q}_C στο χώρο του (περιβάλλον).

Από τα παραπάνω προκύπτει ο ενεργειακός ισολογισμός του συστήματος:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_e + \dot{W}_{comp} \quad (1.1.1)$$

Για την ιδανική περίπτωση, όταν η μόνη κατανάλωση ισχύος είναι η μηχανική ισχύς του συμπιεστή, ενώ η ωφέλιμη ισχύς είναι η ισχύς του ατμοποιητή, ορίζεται ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient of Performance – COP_{th}) της ψυκτικής διάταξης, ο οποίος εκφράζει τη θεωρητική αποδοτικότητα – αποτελεσματικότητα της, ως εξής:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{comp}} \quad (1.1.2)$$

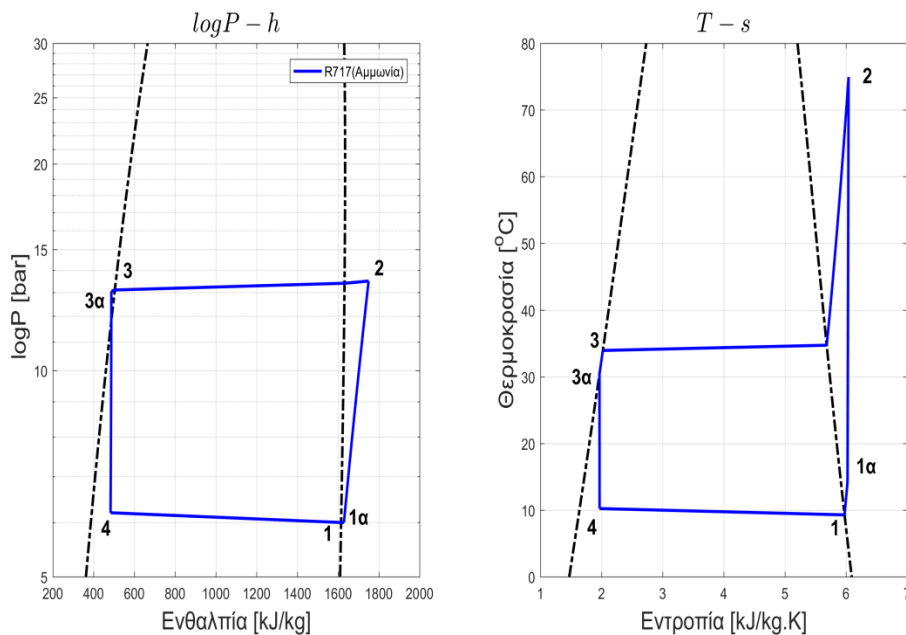
δηλαδή ως το πηλίκο της ωφέλιμης προς τη δαπανώμενη ισχύ ανά ψυκτικό κύκλο.

Αντίστοιχα με το θεωρητικό συντελεστή συμπεριφοράς, για την μη ιδανική περίπτωση, ορίζεται και ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς COP ως το πηλίκο της πραγματικής αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος προς την πραγματική κατανάλωση μηχανικής ισχύος[5].

Στο βασικό ψυκτικό κύκλο που παρουσιάστηκε, θεωρήθηκε ότι οι καταστάσεις 1 και 3 είναι κορεσμένοι ατμός και υγρό αντίστοιχα. Στην πράξη κάτι τέτοιο συνήθως δεν εφαρμόζεται για τεχνικούς λόγους. Μπορούν να προκύψουν οι εξής εναλλακτικές περιπτώσεις καθώς και συνδυασμός αυτών:

- Υπόψυξη: Το υγρό συμπύκνωμα είναι δυνατό να ψυχθεί πέρα από την κατάσταση κορεσμού 3, πριν φθάσει στην εκτονωτική βαλβίδα. Έτσι το κορεσμένο υγρό μετατρέπεται σε υπόψυκτο υγρό.
- Υπερθέρμανση: Ο κορεσμένος ατμός του ψυκτικού μέσου κατά την έξοδό του από τον ατμοποιητή είναι δυνατόν να θερμανθεί περαιτέρω με αποτέλεσμα να μετατραπεί σε υπέρθερμο ατμό.

Στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζονται οι δυο περιπτώσεις:



Εικ. 1.4. Λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης ενθαλπίας και διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας πραγματικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για το οργανικό μέσο R717(αμμωνία).

Και οι δυο μέθοδοι οδηγούν σε αύξηση της ωφέλιμης ψυκτικής ισχύος:

Υπόψυξη:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{\psi\kappa\tau\iota\kappa\omicron\upsilon} (h_1 - h_{4'}) > \dot{m}_{\psi\kappa\tau\iota\kappa\omicron\upsilon} (h_1 - h_4) = \dot{Q}_u \quad (1.1.3)$$

Υπερθέρμανση:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{\psi\upsilon\kappa\tau\iota\kappa\acute{o}\upsilon}(h_{1'} - h_4) > \dot{m}_{\psi\upsilon\kappa\tau\iota\kappa\acute{o}\upsilon}(h_1 - h_4) = Q_u \quad (1.1.4)$$

Συνδυασμός (επιτυγχάνει ακόμη μεγαλύτερη αύξηση):

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{\psi\upsilon\kappa\tau\iota\kappa\acute{o}\upsilon}(h_{1'} - h_{4'}) > \dot{m}_{\psi\upsilon\kappa\tau\iota\kappa\acute{o}\upsilon}(h_1 - h_4) = Q_u \quad (1.1.5)$$

Τέλος, αξίζει να αναφερθεί πως ανάλογα με την λειτουργία για την οποία προορίζεται η εγκατάσταση, υπάρχει η δυνατότητα χρησιμοποίησης δύο ή περισσότερων συμπιεστών είτε ατμοποιητών είτε στραγγαλιστικών διατάξεων είτε και συνδυασμού αυτών. Ενδεικτικά[6]:

- Τα πολυβάθμια συστήματα συμπίεσης χρησιμοποιούνται συχνά όταν απαιτούνται πολύ χαμηλές θερμοκρασίες, αλλά δεν μπορούν να επιτευχθούν οικονομικά με τη χρήση μονοβάθμιου συστήματος.
- Ψυκτικές εγκαταστάσεις με μονοβάθμια συμπίεση, διβάθμιο στραγγαλισμό και δύο ατμοποιητές χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος σε δύο ψυκτικούς χώρους με διαφορετικές θερμοκρασίες.
- Ψυκτικές εγκαταστάσεις με διβάθμια συμπίεση, διβάθμιο στραγγαλισμό και δύο ατμοποιητές χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις συντήρησης τροφίμων, όπου οι απαιτήσεις για διαφορετικές θερμοκρασίες είναι σημαντικές.
- Τα συστήματα cascade είναι πιο πολύπλοκα από τα συμβατικά συστήματα συμπίεσης. Χρησιμοποιούνται όταν δεν είναι εφικτό να επιτευχθούν χαμηλές θερμοκρασίες (λόγω των_θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των ψυκτικών μέσων). Ένα τέτοιο σύστημα αποτελείται από δύο ξεχωριστά μονοβάθμια ψυκτικά συστήματα, ένα χαμηλής πίεσης το οποίο μπορεί να διατηρεί χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης και ένα σύστημα υψηλότερης πίεσης το οποίο λειτουργεί σε υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποίησης. Τα δύο συστήματα συνδυάζονται με ένα κλιμακωτό συμπυκνωτή (cascade), χωρίς τα εργαζόμενα μέσα των δύο κύκλων να έρχονται σε άμεση επαφή.

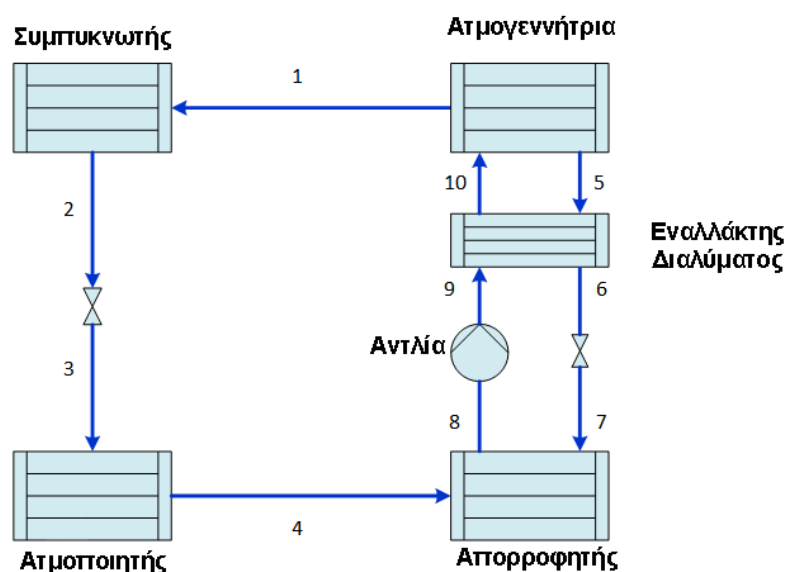
1.1.2 Ο Κύκλος Απορρόφησης

Η ψύξη με απορρόφηση βασίζεται στις ίδιες αρχές συμπύκνωσης και εξάτμισης, όπως και ο βασικός ψυκτικός κύκλος. Για αυτό το λόγο υπάρχει και στο κύκλωμα απορρόφησης ατμοποιητής και συμπυκνωτής, που επιτελούν τις ίδιες λειτουργίες με αυτές του βασικού κυκλώματος ψύξης. Παρόλα αυτά η βασική διαφορά των δυο συστημάτων έγκειται στο ότι οι ψύκτες απορρόφησης χρησιμοποιούν θερμότητα ως ενεργειακή πηγή αντί του μηχανικού έργου του συμπιεστή. Η θερμότητα αυτή παράγεται είτε άμεσα με καύση καυσίμου είτε έμμεσα, με χρήση ατμού, ζεστού νερού από κάποια απορριπτόμενη πηγή θερμότητας ή από ηλιακούς συλλέκτες .

Απορρόφηση είναι η διεργασία κατά την οποία μια ουσία διαχέεται στον όγκο ενός υγρού με αποτέλεσμα τη δημιουργία ενός διαλύματος και αυτή ακριβώς είναι και η βασική διαδικασία που εκμεταλλεύεται ο ψυκτικός κύκλος για τη συμπίεση του ψυκτικού. Οι εφαρμογές ψύξης με απορρόφηση απαιτούν παροχή θερμότητας σε θερμοκρασίες κοντά στο εύρος 70 °C μέχρι και 130°C [7]. Παρόλο που η τεχνολογία αυτή είναι γνωστή από τον 19° αιώνα[8], τα τελευταία χρόνια έχει προσελκύσει το ενδιαφέρον , λόγω της δυνατότητας για χρήση θερμότητας χαμηλής ενεργειακής στάθμης (π.χ. από ηλιακούς συλλέκτες ή

απορριπτόμενη θερμότητα από βιομηχανίες) και της εξοικονόμησης, έτσι, σημαντικών ποσών πρωτογενούς ενέργειας.

Το βασικό κύκλωμα απορρόφησης παρουσιάζεται στο επόμενο σχήμα:



Εικ. 1.5. Σχεδιάγραμμα ψυκτικού κύκλου απορρόφησης

Η ύπαρξη του εναλλάκτη θερμότητας αν και είναι συνήθης, μπορεί και να παραλείπεται.

Λειτουργία της διάταξης

Αρχικά, παρατηρώντας το σύστημα είναι εμφανής η ομοιότητα, που προαναφέρθηκε, με το βασικό κύκλωμα ψύξης, διότι υπάρχει πρώτα συμπυκνωτής, ακολουθεί εκτονωτική βαλβίδα και έπειτα ατμοποιητής (αριστερό τμήμα στο σχήμα). Ο συμπιεστής έχει αντικατασταθεί από το δεξί τμήμα του σχήματος, δηλαδή με το σύστημα απορροφητής-αντλία-γεννήτρια.

Συγκεκριμένα, στο τμήμα του απορροφητή, η συμπίεση του ψυκτικού επιτυγχάνεται διαλύοντάς το σε υγρό απορροφητή. Έπειτα το διάλυμα συμπιέζεται από την αντλία και το πτητικό ψυκτικό μέσο αποσπάται από το διάλυμα στη γεννήτρια, στην οποία γίνεται η πρόσδοση της θερμότητας. Δεδομένης της πτητικότητας του μέσου, αυτό αποδεσμεύεται από την γεννήτρια ως ατμός υψηλής πίεσης. Το αναγεννημένο απορροφητικό οδηγείται στη συνέχεια πίσω στον απορροφητή, για να συλλέξει εκ νέου ψυκτικό ατμό και η διαδικασία συνεχίζεται αυτούσια. Ταυτόχρονα, ο ατμός του ψυκτικού υψηλής πίεσης, συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή (πλήρης υγροποίηση), έπειτα εκτονώνεται σε εκτονωτική διάταξη για την πτώση της πίεσής του και οδηγείται στον ατμοποιητή για την ατμοποίησή του και την παραγωγή ψύξης. Ο ατμός αυτός είναι που οδηγείται στον απορροφητή για να συμπιεστεί εκ νέου.

Το ψυκτικό και το απορροφητικό μέσο συγκροτούν το «ζεύγος εργασίας» του κύκλου απορρόφησης. Τα δύο ζεύγη εργασίας που χρησιμοποιούνται ευρύτατα είναι:

- απορροφητικό μέσο διάλυμα βρωμιούχου λιθίου (LiBr) και ψυκτικό μέσο νερό (H₂O). Είναι το πιο διαδεδομένο ζεύγος λειτουργίας και το απλούστερο στην εφαρμογή. Χρησιμοποιείται κατά βάση για ψύξη αέρα, σε θερμοκρασίες άνω των 0°C. Η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας πρέπει να είναι κατά ελάχιστον 70-90 °C για συστήματα μονού σταδίου. Οι μηχανές νερού - βρωμιούχου λιθίου λειτουργούν συνήθως σε μερικό κενό.
- απορροφητικό μέσο νερό (H₂O) και ψυκτικό μέσο αμμωνία (NH₃). Χρησιμοποιείται κατά βάση για κατάψυξη, σε χαμηλές θερμοκρασίες εξάτμισης, μικρότερες των 0°C [9]. Η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας πρέπει να κυμαίνεται στους 100-120°C για συστήματα μονού σταδίου. Οι μηχανές αμμωνίας – νερού λειτουργούν συνήθως σε επίπεδα πίεσης υψηλότερα της ατμοσφαιρικής. Η αμμωνία είναι επίσης τοξική και διαβρωτική για το χαλκό και τα κράματά του, οπότε η χρήση της περιορίζεται στις βιομηχανίες[10].

Συγκρίνοντας τα συστήματα του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης με τα συστήματα του συμβατικού ψυκτικού κύκλου προκύπτει ότι:

- Τα συστήματα απορρόφησης καταναλώνουν πολύ λιγότερη ηλεκτρική ενέργεια.
- Διαθέτουν ελάχιστα κινούμενα μέρη, οπότε έχουν αυξημένο χρόνο ζωής, μεγαλύτερη αξιοπιστία και χαμηλό κόστος λειτουργίας.
- Δεν προκαλούν ρύπανση, καθώς έχουν μηδενικές εκπομπές ρύπων και ουσιών καταστροφής του όζοντος.
- Τέλος, έχουν χαμηλά επίπεδα θορύβου και κραδασμών.

Στον αντίποδα:

- Παρουσιάζουν πολύ χαμηλότερο *COP* ο οποίος είναι περίπου της τάξεως του 0.7 - 0.8 για συστήματα μονού σταδίου και 1.1-1.2 για συστήματα πολλαπλών σταδίων.[7]
- Είναι ογκώδεις διατάξεις με μεγάλο βάρος.
- Έχουν υψηλό αρχικό κόστος.
- Η λειτουργία τους προϋποθέτει κατανάλωση νερού σε πύργους ψύξης.

Ενεργειακός ισολογισμός και ισολογισμοί μάζας:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{1:4} \quad (1.1.6)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{5:7} \quad (1.1.7)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{8:10} \quad (1.1.8)$$

$$\dot{m}_{8:10} = \dot{m}_{1:4} + \dot{m}_{5:7} \quad (1.1.9)$$

Συμπυκνωτής: Απόρριψη θερμότητας προς το περιβάλλον, σε ενδιάμεσο θερμοκρασιακό επίπεδο.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{1:4}(h_1 - h_2) \quad (1.1.10)$$

Ατμοποιητής: Πρόσδοση θερμότητας στο ψυκτικό από τον περιβάλλοντα χώρο.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{1:4}(h_4 - h_3) \quad (1.1.11)$$

Απορροφητής: Απόρριψη θερμότητας προς το περιβάλλον, σε ενδιάμεσο θερμοκρασιακό επίπεδο.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (1.1.12)$$

Γεννήτρια: Παροχή θερμότητας στη γεννήτρια σε υψηλό θερμοκρασιακό επίπεδο από εξωτερική πηγή θερμότητας.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (1.1.13)$$

Εναλλάκτης διαλύματος :

$$\dot{m}_{8:10}(h_{10} - h_9) = \dot{m}_{5:7}(h_5 - h_6) \quad (1.1.14)$$

Αντλία:

$$\dot{W}_a = \dot{m}_{8:10}(h_9 - h_8) \quad (1.1.15)$$

Από όλα τα παραπάνω προκύπτει ο ενεργειακός ισολογισμός για όλο το κύκλωμα:

$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_e = \dot{Q}_c + \dot{Q}_a \quad (1.1.16)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς COP για το κύκλωμα ψύξης με απορρόφηση προκύπτει:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_{pump}} \quad (1.1.17)$$

Αξίζει να σημειωθεί πως το έργο της αντλίας είναι συγκριτικά πολύ μικρό (σχεδόν ισηθαλπική μεταβολή στην αντλία) οπότε πολλές φορές μπορεί να αμεληθεί στον υπολογισμό του συντελεστή συμπεριφοράς COP .

1.1.3 Ο Κύκλος Προσρόφησης

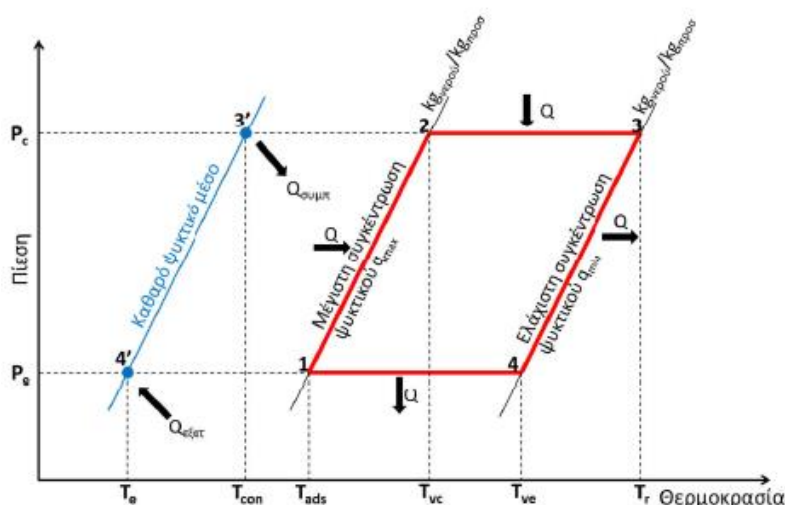
Μια ακόμη διάταξη η οποία εκμεταλλεύεται θερμική ενέργεια για παραγωγή ψύξης είναι ο ψύκτης προσρόφησης. Η συγκεκριμένη διάταξη βασίζεται στις ίδιες αρχές λειτουργίας συμπύκνωσης και ατμοποίησης, που διέπουν τις προηγούμενες δυο τεχνολογίες. Η διαφορά βρίσκεται και πάλι στον μηχανισμό με τον οποίο επιτυγχάνεται η συμπίεση. Στον ψύκτη προσρόφησης ο μηχανικός συμπιεστής αντικαθίσταται με το θάλαμο προσρόφησης ο οποίος λειτουργεί ως ένας θερμικά εκκινούμενος συμπιεστής.

Προσρόφηση είναι η διεργασία κατά την οποία άτομα, ιόντα ή μόρια μίας ουσίας (συνήθως αέριας) συσσωρεύονται στην επιφάνεια του προσροφητή (συνήθως στερεού).[11] Ο ψυκτικός κύκλος προσρόφησης εκμεταλλεύεται τη συνεχή εναλλαγή των διεργασιών προσρόφησης -εκρόφησης για τη συμπίεση του ψυκτικού. Έκρόφηση είναι η ανάστροφη διαδικασία της προσρόφησης. Όταν ο προσροφητής θερμαίνεται και φθάνει σε ορισμένη

θερμοκρασία και πίεση, αρχίζει να εκροφά το υγρό που προηγουμένως είχε προσροφηθεί σε κατάσταση ατμού.

Σε αντίθεση με την απορρόφηση, η ψύξη με προσρόφηση μπορεί να τροφοδοτηθεί από πηγές θερμότητας μεγάλου εύρους θερμοκρασιών, περίπου από 50 έως 100°C, απευθείας[12], χωρίς να δημιουργείται κανένα πρόβλημα διάβρωσης [13]. Το βασικό μειονέκτημα της συγκεκριμένης μεθόδου ψύξης είναι ο χαμηλός COP συγκριτικά με τις προηγούμενες δύο μεθόδους και για αυτό το λόγο η χρήση τους είναι περιορισμένη [14]. Παρόλα αυτά επειδή παρουσιάζει συγκεκριμένα πλεονεκτήματα, τα οποία θα αναφερθούν παρακάτω, γίνεται προσπάθεια εκμετάλλευσής της.

Το θερμοδυναμικό διάγραμμα του θεωρητικού κύκλου ψύξης προσρόφησης είναι:



Εικ. 1.6. Θερμοδυναμικό διάγραμμα του θεωρητικού κύκλου ψύξης προσρόφησης[15]

Λειτουργία της διάταξης

Όπως φαίνεται και στο θερμοδυναμικό διάγραμμα της Εικ. 1.6, ο κύκλος λειτουργεί μεταξύ των πιέσεων του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή, και μεταξύ τριών συγκεντρώσεων ψυκτικού:

- Η συγκέντρωση καθαρού ψυκτικού (100%) αντιστοιχεί στο ψυκτικό που ρέει μέσα στον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή.
- Η μέγιστη συγκέντρωση ψυκτικού q_{max} αντιστοιχεί στη συγκέντρωση ψυκτικού υγρού στο τέλος της φάσης προσρόφησης.
- Η ελάχιστη συγκέντρωση ψυκτικού q_{min} αντιστοιχεί στην συγκέντρωση του ψυκτικού που δεν μπορεί να εξέλθει από το θάλαμο στο τέλος της φάσης εκρόφησης.

Ο κύκλος αποτελείται από 4 μεταβολές [15, 16]:

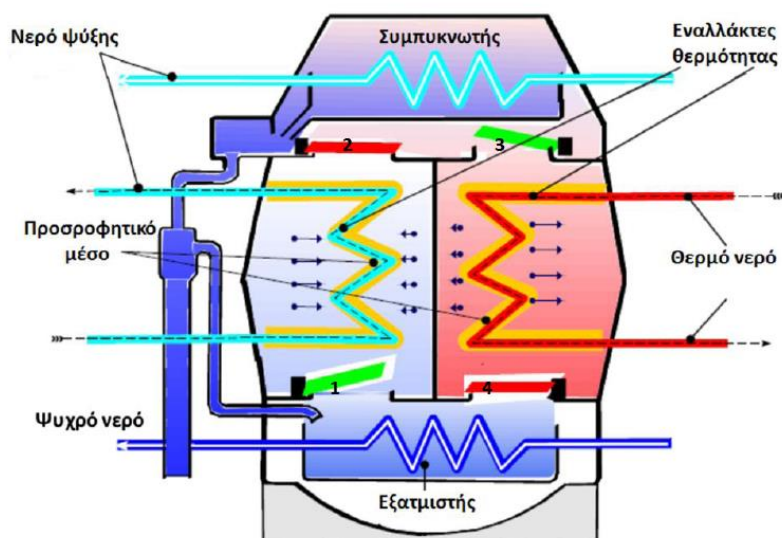
- *Μεταβολή (1→2): Ισοστερική θέρμανση*
Αφού έχει ολοκληρωθεί η διαδικασία της προσρόφησης και υπάρχει συγκέντρωση q_{max} στην κλίνη, ακολουθεί η προθέρμανση του θαλάμου ρόφησης. Συγκεκριμένα

συντελείται ισοστερική θέρμανση μέσω του κυκλώματος θερμού νερού, το οποίο τροφοδοτείται από την πηγή θερμότητας του κύκλου. Αποτέλεσμα είναι η αύξηση της πίεσης (από P_e σε P_c) και θερμοκρασίας στο θάλαμο. Κατά τη φάση αυτή δεν συντελείται μεταφορά μάζας ψυκτικού. (Διεργασία συμπίεσης)

- **Μεταβολή (2→3): Ισόθλιπτη θέρμανση (εκρόφηση)**
Ο θάλαμος ρόφησης βρίσκεται σε επικοινωνία με το συμπυκνωτή και εκτελείται η διεργασία της εκρόφησης. Κατά τη διεργασία αυτή παρέχεται θερμότητα υπό σταθερή πίεση P_c στον θάλαμο μέσω του κυκλώματος νερού θέρμανσης και το ψυκτικό που βρίσκεται στο προσροφητικό υλικό εκροφάται. Οι εκροφόμενοι υδρατμοί συμπυκνώνονται στο συμπυκνωτή και η θερμότητα συμπύκνωσης παραλαμβάνεται από το κύκλωμα του νερού ψύξης. (Διεργασία συμπύκνωσης)
- **Μεταβολή (3→4): Ισοστερική ψύξη**
Αφού έχει ολοκληρωθεί η διαδικασία της εκρόφησης και υπάρχει συγκέντρωση q_{min} στην κλίνη, ακολουθεί η πρόψυξη του θαλάμου ρόφησης. Συγκεκριμένα συντελείται ισοστερική ψύξη μέσω του κυκλώματος κρύου νερού. Αποτέλεσμα είναι η πτώση της πίεσης (από P_c σε P_e) και θερμοκρασίας στο θάλαμο. Κατά τη φάση αυτή δεν συντελείται μεταφορά μάζας ψυκτικού. (Διεργασία στραγγαλισμού)
- **Μεταβολή (4→1): Ισόθλιπτη ψύξη (προσρόφηση)**
Ο θάλαμος ρόφησης βρίσκεται σε επικοινωνία με τον ατμοποιητή και εκτελείται η διεργασία της προσρόφησης. Κατά τη διεργασία αυτή, το νερό βράζει στον ατμοποιητή υπό χαμηλή πίεση P_e παραλαμβάνοντας θερμότητα από το ψυχόμενο νερό. Οι υδρατμοί που παράγονται προσροφώνται από το προσροφητικό υλικό του θαλάμου. Η θερμότητα που εκλύεται κατά την διαδικασία της προσρόφησης παραλαμβάνεται από το κύκλωμα του νερού ψύξης. (Διεργασία ατμοποίησης)

Επειδή στην παραπάνω διαδικασία ο ατμοποιητής δεν λειτουργεί συνεχώς, στον απλό κύκλο προσρόφησης μονού θαλάμου συμπεραίνεται πως δεν γίνεται συνεχής παραγωγή ψύξης. Η διαδικασία γίνεται συνεχής με την προσθήκη ενός δευτέρου θαλάμου που λειτουργεί με διαφορά φάσης μισού κύκλου από τον πρώτο. Συγκεκριμένα όταν ο ένας θάλαμος προσροφά ο άλλος εκροφά και ανάποδα.

Ένας τυπικός ψύκτης προσρόφησης δύο κλινών παρουσιάζεται στο επόμενο σχήμα:



Εικ. 1.7. Τυπικός ψύκτης προσρόφησης δύο κλινών [17]

Ο κύκλος λειτουργίας ψύκτη δύο κλινών θα μπορούσε να χωριστεί σε τέσσερις φάσεις όπως φαίνεται στο σχήμα

Φάση Α (Εναλλαγή και προετοιμασία θαλάμων)

- Ο θάλαμος 1 θερμαίνεται ισοστερικά (μεταβολή 1→2)
- Ο θάλαμος 2 ψύχεται ισοστερικά (μεταβολή 3→4)
- Όλες οι βαλβίδες είναι κλειστές

Φάση Β (Προσρόφηση στο θάλαμο 2, εκρόφηση στον 1)

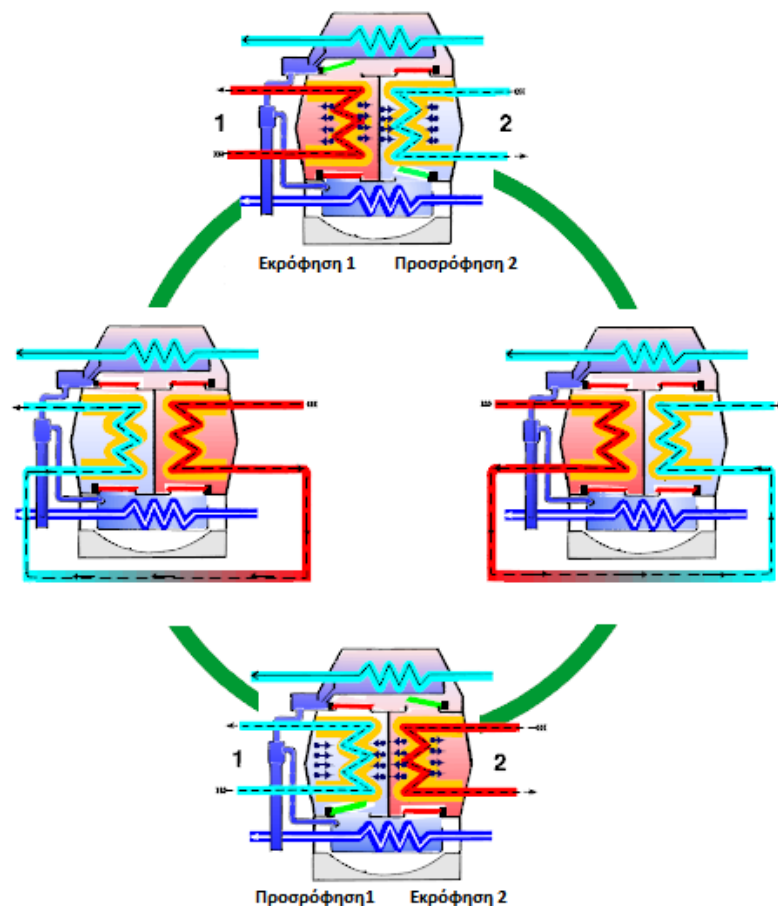
- Ο θάλαμος 1 θερμαίνεται ισόθλιπτα (μεταβολή 2→3)
- Ο θάλαμος 2 ψύχεται ισόθλιπτα (μεταβολή 4→1)
- Βαλβίδες 2,4 ανοικτές και 1,3 κλειστές (αρίθμηση σύμφωνα με την Εικ. 1.8)

Φάση Γ (Εναλλαγή και προετοιμασία θαλάμων)

- Ο θάλαμος 1 ψύχεται ισοστερικά (μεταβολή 3→4)
- Ο θάλαμος 2 θερμαίνεται ισοστερικά (μεταβολή 1→2)
- Όλες οι βαλβίδες είναι κλειστές

Φάση Δ (Προσρόφηση στο θάλαμο 1, εκρόφηση στον 2)

- Ο θάλαμος 1 ψύχεται ισόθλιπτα (μεταβολή 4→1)
- Ο θάλαμος 2 θερμαίνεται ισόθλιπτα (μεταβολή 2→3)
- Βαλβίδες 1,3 ανοικτές και 2,4 κλειστές (αρίθμηση σύμφωνα με την Εικ. 1.8)



Εικ. 1.8. Κύκλος λειτουργίας τυπικού ψύκτη προσρόφησης δύο κλινών [17]

Οι βασικότεροι προσροφητές καθώς και τα κύρια χαρακτηριστικά τους είναι οι εξής:

Silica gel: Είναι μια κοκκώδης, υαλώδης, πορώδης μορφή διοξειδίου του πυριτίου που παρασκευάζεται συνθετικά από πυριτικό νάτριο και πρόκειται για το πιο συνηθισμένο προσροφητικό μέσο στους ψύκτες προσρόφησης. Η ειδική του επιφάνεια κυμαίνεται από 320–650 m²/g[18, 19] ενώ η μέση διάμετρος του πόρου του είναι 2,5-25 nm[18]. Έχει θερμότητα προσρόφησης περίπου 2800 kJ/kg_{ads}[20] και μπορεί να αναγεννηθεί χρησιμοποιώντας πηγές χαμηλής θερμοκρασίας (60–90 °C)[20]. Αξίζει να σημειωθεί βέβαια πως χάνει την ικανότητα του αν υπερθερμανθεί.

Ζεόλιθος: Είναι ένα μικροπορώδες αργυλοπυριτικό ορυκτό με κρυσταλλική δομή που μπορεί να είναι αυτοφυές ή να παράγεται βιομηχανικά. Οι ζεόλιθοι παρουσιάζουν μεγάλη ποικιλομορφία ως προς την κρυσταλλική τους δομή καθώς υπάρχουν πάνω από 200 τύποι διαφορετικών κρυσταλλικών δομών[21]. Παρουσιάζουν υψηλές τιμές ειδικής επιφάνειας 800-1200 m²/g[1]. Έχει θερμότητα προσρόφησης στα 3300–4200 kJ/kg_{ads} [20] και μπορεί να αναγεννηθεί χρησιμοποιώντας πηγές υψηλής θερμοκρασίας, άνω των 150°C[20].

Ενεργός άνθρακας: Είναι ο πιο διαδεδομένος γενικά προσροφητής. Πρόκειται για μια μορφή άνθρακα που έχει υποστεί επεξεργασία (ενεργοποίηση) ώστε να γίνει πορώδης. Συγκεκριμένα, θερμαίνεται σε ελεγχόμενο περιβάλλον και υπό κενό αέρος και έτσι αποκτά μικρού μεγέθους πόρους που αυξάνουν την επιφάνεια που είναι διαθέσιμη για προσρόφηση. Παράγεται από διάφορα ανθρακούχα υλικά (φλοιό καρύδας, οστά, ξύλο, κάρβουνο κ.α.) Η ειδική του επιφάνεια κυμαίνεται από 600-1744 m²/g[18, 22] και η μέση διάμετρος του πόρου του είναι 0.4-3nm[18]. Έχει θερμότητα προσρόφησης στα 1800–2000 kJ/kg_{ads} [20] και ικανότητα προσρόφησης στα 0.03–0.33 kg/kg_{ads}[23].

Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα τα επιθυμητά χαρακτηριστικά τους είναι:[24]

- Η υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης
- Η θερμική σταθερότητα
- Να είναι φιλικά προς το περιβάλλον
- Να είναι μη εύφλεκτα
- Να είναι μη τοξικά
- Να είναι μη εκρηκτικά

Ενώ τα συνηθέστερα ψυκτικά μέσα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Πιν. 1.1. Βασικά χαρακτηριστικά συνηθέστερων ψυκτικών μέσων ψύκτη προσρόφησης.

	Νερό	Αμμωνία	Μεθανόλη	Αιθανόλη
Σημείο βρασμού (°C)	100	-34	65	79
Μοριακή μάζα (g/mol)	18	17	32	46
Λανθάνουσα Θερμότητα Ατμοποίησης L (kJ/kg)	2258	1368	1102	842
Πυκνότητα ρ (kg/m ³)	958	681	791	789

Καταλήγοντας, τα συνηθέστερα ζεύγη εργασίας προσοφητή – ψυκτικού του κύκλου είναι [20, 24]:

- Silica gel – Νερό
- Ζεόλιθος – Νερό
- Ενεργός άνθρακας – Αμμωνία
- Ενεργός άνθρακας – Μεθανόλη

Συγκρίνοντας τα συστήματα του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης με τα συστήματα του ψυκτικού κύκλου προσρόφησης προκύπτει ότι τα συστήματα προσρόφησης :

- Δύνανται να λειτουργήσουν ικανοποιητικά τροφοδοτούμενα από πηγές θερμότητας πολύ χαμηλότερης θερμοκρασίας σε σχέση με συστήματα απορρόφησης, [25] στα οποία η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας πρέπει να ελέγχεται συνεχώς [26], καθώς λειτουργούν σε ένα πολύ συγκεκριμένο εύρος θερμοκρασιών.
- Ενδείκνυται για χρήση σε συνθήκες όπου δημιουργούνται υψηλές δονήσεις (π.χ. σε μεταφορικά μέσα) αφού χρησιμοποιούν στερεούς ροφητές. Αντίθετα τα συστήματα απορρόφησης που χρησιμοποιούν υγρούς ροφητές είναι κατάλληλα μόνο για στατικές εφαρμογές. [24]
- Παρουσιάζουν μεγάλη διάρκεια ζωής, διότι έχουν πολύ λίγα κινούμενα μέρη και είναι σχεδόν αθόρυβα συστήματα. Τα συστήματα απορρόφησης στον αντίποδα έχουν περιορισμένη διάρκεια ζωής λόγω των προβλημάτων διάβρωσης. [2]
- Δεν έχουν ιδιαίτερες απαιτήσεις ως προς τη συντήρηση αντίθετα με τα συστήματα απορρόφησης που απαιτούν τακτική και εκτενή παρακολούθηση και συντήρηση, καθώς και εξειδικευμένο προσωπικό συντήρησης. [2]
- Βέβαια, όπως προαναφέρθηκε, τα συγκεκριμένα συστήματα υστερούν στο ότι έχουν χαμηλό *COP*.

Αν Q_u είναι η ωφέλιμη παραγόμενη ψυκτική ενέργεια και Q_{feed} είναι η συνολικά προσδιδόμενη θερμότητα στην κλίση, η οποία αποτελεί το άθροισμα των προσδιδόμενων θερμοτήτων στο σύστημα κατά την περίοδο της ισοστερικής θέρμανσης και κατά την περίοδο της ισόθλυπτης εκρόφησης, ο συντελεστής συμπεριφοράς *COP* του ψύκτη προσρόφησης ορίζεται ως εξής:

$$COP = \frac{Q_u}{Q_{feed}} \quad (1.1.18)$$

1.2. Ηλιακοί Συλλέκτες

Όσον αφορά την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας, θα μπορούσαμε να την ταξινομήσουμε σε δύο θεμελιώδεις κατηγορίες εφαρμογών [1]:

- Τα παθητικά ηλιακά συστήματα που συλλέγουν την ηλιακή ενέργεια, την αποθηκεύουν υπό μορφή θερμότητας και τη διανέμουν σε κάποιο χώρο.

Ουσιαστικά σε αυτά τα συστήματα απουσιάζουν ενεργοί μηχανισμοί για την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας, η οποία επιτυγχάνεται με εκλογή.

- Τα ενεργητικά ηλιακά συστήματα στα οποία γίνεται χρήση εξειδικευμένου μηχανολογικού εξοπλισμού με στόχο την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας. Στην κατηγορία αυτή εντάσσονται τα ηλιοθερμικά συστήματα που συλλέγουν την ηλιακή ακτινοβολία, και τη μεταφέρουν με τη μορφή θερμότητας σε κάποιο ρευστό για περαιτέρω χρήση της και τα φωτοβολταϊκά συστήματα που εκμεταλλευόμενα το φωτοβολταϊκό φαινόμενο παράγουν ηλεκτρική ενέργεια από την ηλιακή.

Οι ηλιακοί συλλέκτες αποτελούν το σύστημα συλλογής της θερμότητας ενός ευρύτερου ηλιακού συστήματος (ενεργητικού ή παθητικού) και έχουν ποικίλες εφαρμογές. Η λειτουργία τους είναι απλή και αφορά αρχικά την δέσμευση ηλιακής ακτινοβολίας, στη συνέχεια τη μετατροπή της σε θερμότητα και τέλος τη μεταφορά αυτής της θερμότητας μέσω ενός ρευστού (συνήθως νερό, μίγμα νερού-γλυκόλης, ή κάποιο θερμικό έλαιο) το οποίο ρέει στον συλλέκτη. Έτσι, η ηλιακή ενέργεια μεταδίδεται μέσω του ρευστού είτε απευθείας για χρήση είτε αποθηκεύεται (π.χ. σε θερμομονωμένο δοχείο) για μελλοντική χρήση.

Υπάρχουν δύο κύριοι τύποι ηλιακών συλλεκτών[27]: οι μη συγκεντρωτικοί και οι συγκεντρωτικοί.

Οι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες χρησιμοποιούν την ίδια επιφάνεια και για τη συλλογή και την απορρόφηση της ηλιακής ακτινοβολίας. Από την άλλη πλευρά, οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες με τη χρήση ανακλαστικών ή διαθλαστικών επιφανειών συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία που συλλέγουν σε μια μικρότερη επιφάνεια απορρόφησης[28], έτσι ώστε να αυξηθεί η ροή της απορροφούμενης ακτινοβολίας.[29]

Οι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες, εκμεταλλεύονται την άμεση αλλά και τη διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία. Είναι διατάξεις μηχανικά απλές ειδικά σε σχέση με τους συγκεντρωτικούς συλλέκτες και έχουν μικρές απαιτήσεις συντήρησης. Χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε χαμηλές και μέσες θερμοκρασίες δηλαδή περίπου μέχρι και 200°C [30]. Ενδεικτικά οι βασικότερες εφαρμογές τους είναι η θέρμανση νερού χρήσης και η θέρμανση κτιρίων, η ξήρανση προϊόντων, διαδικασίες απόσταξης, ηλιακή ψύξη (με σύζευξη με σύστημα ψύξης) και η παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση.[28]

Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες παράγουν περισσότερη ενέργεια ανά μονάδα επιφανείας συλλέκτη από τους μη συγκεντρωτικούς και επομένως εμφανίζουν μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης. Εκμεταλλεύονται μόνο την άμεση ηλιακή ακτινοβολία και για το λόγο αυτό οι περισσότεροι έχουν προσαρμοσμένο σύστημα αυτοματισμού, για να ακολουθούν την πορεία του ήλιου κατά τη διάρκεια της ημέρας. Χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε θερμοκρασίες υψηλότερες από αυτές που επιτυγχάνονται με τους μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες, της τάξεως των 300-500°C, αλλά μπορούν να αποδώσουν ενέργεια σε θερμοκρασία μέχρι και 2000°C και είναι αποδοτικότεροι σε υψηλά γεωγραφικά πλάτη.[30]

Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες χωρίζονται περαιτέρω σε δύο κατηγορίες: Στους συλλέκτες με συγκεντρωτές χωρίς είδωλο και σε αυτούς με είδωλο.

Οι συγκεντρωτές χωρίς είδωλο δεν αποδίδουν σαφώς καθορισμένο είδωλο του ηλίου στον απορροφητή και δίνουν γενικά χαμηλούς λόγους συγκέντρωσης, κάτω του 10 [30]. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες γνωστοί και ως CPC (Compound Parabolic Collectors).

Από την άλλη πλευρά, οι συγκεντρωτές με είδωλο κατά την αντανάκλαση των ηλιακών ακτίνων σχηματίζουν καθορισμένο είδωλο του ηλίου πάνω στον απορροφητήρα, όπως οι φακοί που χρησιμοποιούνται στις κάμερες. Ο σχηματισμός του ειδώλου αλλά και η μορφή του (έλλειψη /κύκλος/ σφαίρα) εξαρτάται κατά κύριο λόγο από τη γεωμετρία του συγκεντρωτή. Οι συγκεντρωτές με είδωλο μπορούν να επιτύχουν υψηλούς λόγους συγκέντρωσης. Ωστόσο, το είδωλο που διαμορφώνεται είναι χαμηλής ποιότητας .

Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου γνωστοί και ως PTC (Parabolic Trough Collectors) και οι συλλέκτες με παραβολοειδείς συγκεντρωτές [28].

1.2.1 Επίπεδοι Συλλέκτες

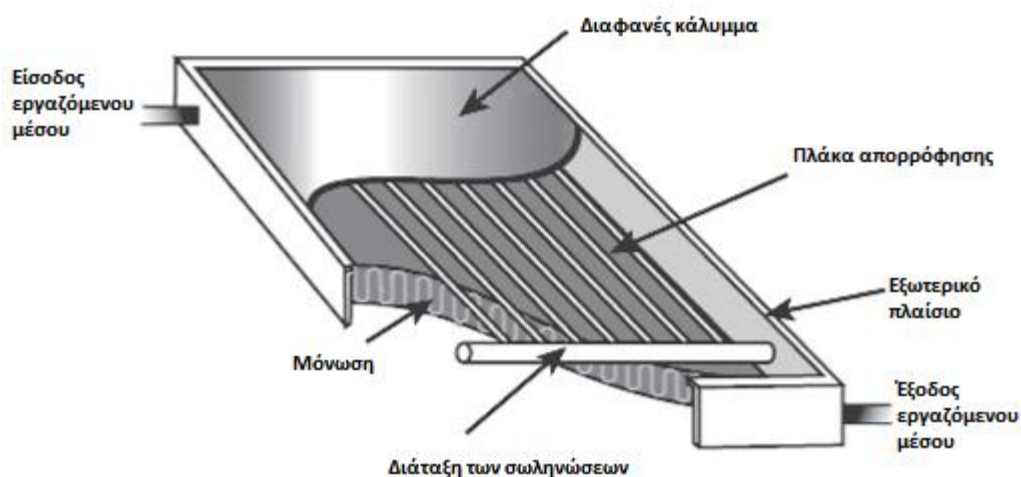
Οι επίπεδοι συλλέκτες (Flat Plate Collectors – FPC) είναι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες, μόνιμα πακτωμένοι σε μία θέση με σταθερό προσανατολισμό προς τον ισημερινό. Αποδίδουν ενέργεια σε θερμοκρασίες μεταξύ 30-80 °C [30]. Χρησιμοποιούνται ευρέως λόγω της απλότητας, του χαμηλού κόστους τους και της ελάχιστης συντήρησης που χρειάζονται. Είναι κατάλληλοι για έναν ευρύ αριθμό εφαρμογών και πρόκειται για την πιο οικονομική επιλογή σε περιοχές με μικρό γεωγραφικό πλάτος όπου υπάρχει αφθονία ηλιακής ακτινοβολίας.[31]

Τα κύρια μέρη που απαρτίζουν έναν επίπεδο ηλιακό συλλέκτη παρουσιάζονται στην *Εικ. 1.9* και είναι τα εξής:

- Διαφανές κάλυμμα (cover) που αποτελείται από μία ή περισσότερες στρώσεις διάθερμου υλικού με σκοπό να παρουσιάζει ελάχιστη ανάκλαση της ηλιακής ακτινοβολίας. Έχει μεγάλη διαπερατότητα σε ακτινοβολία μικρού μήκους κύματος και χαμηλή διαπερατότητα σε ακτινοβολία μεγάλου μήκους κύματος. Μειώνει τόσο τις απώλειες συναγωγής όσο και τις απώλειες ακτινοβολίας του συλλέκτη λόγω του φαινομένου του θερμοκηπίου που δημιουργείται μεταξύ αυτού και της πλάκας απορρόφησης[32]. Το πάχος του καλύμματος σε συνήθεις εφαρμογές είναι περίπου 3-5mm [29]. Τα ευρέως χρησιμοποιούμενα υλικά στα καλύμματα είναι το κοινό γυαλί, το γυαλί με χαμηλή περιεκτικότητα σε σίδηρο, το γυαλί με πρισματοειδή διαμόρφωση, τα πολυκαρβονικά και ακρυλικά πλαστικά. Πιο επιθυμητό θεωρείται το κοινό γυαλί ή το γυαλί με χαμηλή περιεκτικότητα σε σίδηρο [33, 34] καθώς παρουσιάζουν σχετικά υψηλή διαπερατότητα περίπου 0,85-0,87 [34] και ουσιαστικά μηδενική διαπερατότητα για ακτινοβολία μεγάλου μήκους κύματος (5.0-50μm) [35]. Αξίζει να σημειωθεί πως μετά από μακροχρόνια χρήση η σκόνη που επικάθεται πάνω στο κάλυμμα μειώνει αισθητά την επίδοση του συλλέκτη, οπότε απαιτείται συντήρηση [36].
- Πλάκα απορρόφησης (absorber plate) που περιλαμβάνει την απορροφητική επιφάνεια (επίπεδη, κυματοειδής ή με αυλακώσεις) πάνω στην οποία είναι προσαρμοσμένοι οι σωλήνες, αν πρόκειται για συλλέκτη θέρμανσης υγρού

(συνήθης περίπτωση) ή τους αεραγωγούς, αν πρόκειται για συλλέκτη θέρμανσης αέρος. Είναι επικαλυμμένη με σκούρο χρώμα, συνήθως μαύρο ή με στρώμα επιλεκτικής βαφής, ώστε να επιτυγχάνεται η μεγιστοποίηση της συλλογής θερμικής ισχύος. Πέρα όμως από αυτή τη συνήθη πρακτική έχουν προταθεί και άλλα χρώματα και επικαλύψεις [37-39]. Το υλικό της απορροφητικής επιφάνειας πρέπει να παρουσιάζει μεγάλη συναγωγή με το ρευστό που ρέει στους σωλήνες, έτσι ώστε να επιτυγχάνεται βέλτιστη μεταφορά θερμότητας και ταυτόχρονα να είναι και οικονομικά συμφέρον. Συνήθη υλικά που χρησιμοποιούνται, επειδή πληρούν τα προαναφερθέντα κριτήρια, είναι ο χαλκός, το αλουμίνιο και ο χάλυβας [28]. Τέλος αξίζει να αναφερθεί πως σημαντική για τη βελτιστοποίηση της μετάδοσης θερμότητας είναι και η διάταξη των σωληνίων του ρευστού. Οι κυριότεροι τύποι διατάξεων είναι διάταξη σερπαντίνας, αυλακωτών σωληνίων και παράλληλων σωληνίων [40, 41].

- *Μόνωση* της πίσω και των παράπλευρων επιφανειών (side and back insulation). Τα μονωτικά υλικά πρέπει να διαθέτουν τα εξής χαρακτηριστικά: αντοχή στις θερμοκρασίες που αναπτύσσονται μέσα στον συλλέκτη, χαμηλό συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας και αντοχή σε υγρασία. Συνήθη μονωτικά υλικά που χρησιμοποιούνται είναι ο αφρός πολυουρεθάνης, πετροβάμβακας και για στεγανοποίηση σιλικόνη [42].
- *Πλαίσιο (frame)* που περιβάλλει τον συλλέκτη. Πρόκειται για ένα αδιάβροχο, μεταλλικό ή επενδυμένο με υαλοβάμβακα κέλυφος.



Εικ. 1.9. Σχηματική απεικόνιση επίπεδου ηλιακού συλλέκτη [31].

Λειτουργία διάταξης

Όταν ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει στο κάλυμμα, ένα μέρος από αυτή ανακλάται πίσω, ενώ το μεγαλύτερο μέρος διαπερνά το κάλυμμα και προσκρούει στην πλάκα απορρόφησης. Στην πλάκα απορρόφησης ένα μέρος της ακτινοβολίας ανακλάται και πάλι, ενώ η υπόλοιπη απορροφάται άμεσα από την πλάκα. Η ανακλώμενη από την πλάκα ακτινοβολία προσκρούει στην εσωτερική πλευρά του καλύμματος. Το μεγαλύτερο μέρος

αυτής της ανακλώμενης ακτινοβολίας ανακλάται ξανά πίσω από την εσωτερική επιφάνεια του καλύμματος προς την πλάκα απορρόφησης. Έτσι ουσιαστικά, η ακτινοβολία παγιδεύεται εντός του διακένου ανάμεσα στο κάλυμμα και τον απορροφητή (φαινόμενο θερμοκηπίου). Αποτέλεσμα είναι η δέσμευση ακόμα περισσότερης ακτινοβολίας από την πλάκα απορρόφησης υπό τη μορφή θερμότητας. Η θερμότητα αυτή μεταφέρεται δια αγωγής στα τοιχώματα των αγωγών και έπειτα δια συναγωγής στο εργαζόμενο μέσο. Μέρος αυτής της θερμότητας χάνεται λόγω απωλειών. Έτσι, για την ελαχιστοποίηση των απωλειών αυτών, επιβάλλεται η μόνωση της πίσω πλευράς και των παράπλευρων επιφανειών [29].

Το νερό είναι το κύριο εργαζόμενο μέσο σε ένα τέτοιο σύστημα. Η ροή του μέσου είναι συνήθως φυσική αλλά μπορεί να είναι και εξαναγκασμένη με τη χρήση κυκλοφορητή. Φυσική ροή δημιουργείται εξαιτίας της διαφοράς πυκνότητας στις διάφορες περιοχές του ρευστού μέσα στον αγωγό, η οποία προκαλείται από τη διαφορά θερμοκρασιών. Έτσι, το θερμότερο ρευστό ανέρχεται και δίνει τη θέση του στο πιο κρύο. Η ταχύτητα του ρευστού, όταν υπάρχει φυσική ροή, είναι της τάξεως 0.08 m/s [43].

Εξισώσεις λειτουργίας του συστήματος

Στη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας του συλλέκτη είναι δυνατό να εξαχθούν κάποιες εξισώσεις που διέπουν τη συμπεριφορά του συλλέκτη [30]. Η ωφέλιμη ισχύς που παράγεται από τον επίπεδο συλλέκτη ορίζεται ως:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f\text{out}} - T_{f\text{in}}) \quad (1.2.1)$$

\dot{m} : η παροχή μάζας του εργαζόμενου ρευστού σε $\frac{kg}{s}$.

C_p : η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση του εργαζόμενου ρευστού σε $\frac{kJ}{kgK}$.

$T_{f\text{out}}$: η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από το συλλέκτη σε K.

$T_{f\text{in}}$: η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στο συλλέκτη σε K.

Ενώ ο βαθμός απόδοσης του συλλέκτη ορίζεται ως:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{G_T \cdot A_c} \quad (1.2.2)$$

1.2.2 Συλλέκτες κενού

Οι συλλέκτες κενού (Evacuated Tube Collectors – ETC) είναι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες και είναι μόνιμα πακτωμένοι σε μία θέση [30, 44]. Δημιουργήθηκαν για να καλύψουν τις αδυναμίες των επίπεδων συλλεκτών (FPC). Συγκεκριμένα, οι συλλέκτες κενού (ETC) είναι διατάξεις όχι μόνο πιο ανθεκτικές στις περιβαλλοντικές συνθήκες αλλά και πιο αποδοτικές,

ειδικά σε δυσμενείς συνθήκες λειτουργίας [45, 46] εξαιτίας του πολύ χαμηλότερου συντελεστή απωλειών, ενώ αποδίδουν ενέργεια σε θερμοκρασίες 50-200°C περίπου [30].

Βασική αρχή λειτουργίας

Οι συλλέκτες κενού αποτελούνται από μια συστοιχία παράλληλων γυάλινων σωλήνων κενού, τα άκρα των οποίων συνδέονται με έναν κεντρικό αγωγό όπου γίνεται η συναλλαγή θερμότητας. Κάθε σωλήνας αποτελείται από δυο ομόκεντρους κυλινδρικούς αγωγούς. Ο εσωτερικός είναι επικαλυμμένος με ειδική συλλεκτική επίστρωση με υψηλό συντελεστή απορρόφησης (λειτουργώντας ως απορροφητική επιφάνεια) και ο εξωτερικός είναι διαφανής (λειτουργώντας ως κάλυμμα). Και οι δύο παρουσιάζουν ελάχιστες ανακλαστικές ιδιότητες. Η ηλιακή ακτινοβολία διαπερνά τον εξωτερικό διαφανή αγωγό και απορροφάται από τον εσωτερικό, ο οποίος θερμαίνεται. Για να περιοριστούν οι απώλειες θερμότητας από τον εσωτερικό αγωγό, δημιουργείται κενό αέρος μεταξύ των δυο αγωγών, το οποίο επιτρέπει τη διέλευση της ηλιακής ακτινοβολίας αλλά μηδενίζει τις απώλειες λόγω συναγωγής. Για τη δημιουργία του κενού αέρος οι δυο σωλήνες ενώνονται στη μια πλευρά τους και ο αέρας ανάμεσά τους απομακρύνεται [47].

Υπάρχουν διάφορα είδη συλλεκτών κενού, οι οποίοι δύνανται να ταξινομηθούν με διάφορα κριτήρια. Συγκεκριμένα, ανάλογα με τα υλικά από τα οποία αποτελούνται οι δυο ομόκεντροι κυλινδρικοί αγωγοί του σωλήνα, μπορούν να ταξινομηθούν σε συλλέκτες με σωλήνες γυαλιού-γυαλιού (Dewar) ή μετάλλου-γυαλιού [48]. Ανάλογα με τον τρόπο εξαγωγής θερμότητας από την απορροφητική επιφάνεια σε κάθε σωλήνα του συλλέκτη, μπορούν να ταξινομηθούν είτε σε συλλέκτες άμεσης ροής είτε σε θερμού σωλήνα. Οι συλλέκτες άμεσης ροής ανάλογα με την διάταξη των εσωτερικών σωλήνων, οι οποίοι περιέχουν το ρευστό που παραλαμβάνει τη θερμότητα, ταξινομούνται εν συνεχεία σε ομόκεντρους ή σε διάταξης U. Τέλος, οι συλλέκτες θερμού σωλήνα, με κριτήριο τη σύνδεση του σωλήνα με τον εναλλάκτη, διακρίνονται σε συλλέκτες υγρής σύνδεσης και ξηρής σύνδεσης.

Στους συλλέκτες με σωλήνες άμεσης ροής, το υγρό εργασίας ρέει μέσα στην απορροφητική επιφάνεια (εσωτερικό σωλήνα) και παραλαμβάνει την θερμότητά της.

Στους συλλέκτες θερμού σωλήνα (Εικ. 1.10) ένας μεταλλικός σωλήνας, συνήθως από χαλκό, είναι συνδεδεμένος με την απορροφητική επιφάνεια. Μέσα στον θερμό σωλήνα υπάρχει μικρή ποσότητα ρευστού ανόργανου μείγματος με χαμηλό σημείο ζέσεως (νερό, γλυκόλη, ακετόλη). Εξαιτίας των συνθηκών κενού, η εξάτμιση επιτυγχάνεται σε χαμηλότερες θερμοκρασίες, γύρω στους 25-30°C, οπότε, όταν ο θερμικός αγωγός φτάσει σε τέτοια θερμοκρασία, δημιουργείται ατμός, ο οποίος ανέρχεται στην κορυφή του θερμού σωλήνα μεταφέροντας την προσληφθείσα θερμότητα. Στην κορυφή υπάρχει ο εναλλάκτης θερμότητας, όπου ο ατμός προσδίδει την ενέργεια που έχει και συμπυκνώνεται. Έτσι, το νερό πλέον, επιστρέφει στο κάτω μέρος του θερμού σωλήνα για να επαναληφθεί η διαδικασία. Παρά το γεγονός ότι το σημείο βρασμού μειώθηκε λόγω των συνθηκών κενού, το σημείο πήξης παραμένει το ίδιο. Αυτή ακριβώς η ιδιότητα των συλλεκτών ETC τους επιτρέπει να λειτουργούν σε ψυχρά κλίματα χωρίς κίνδυνο μείωσης της απόδοσης ή ακόμα και θραύσης από τη δημιουργία πάγου [49].

Οι συλλέκτες με σωλήνες ροής μετάλλου-γυαλιού είναι πολύ αποτελεσματικοί, αλλά μπορεί με την πάροδο του χρόνου να παρουσιάσουν απώλειες πίεσης στο κενό ανάμεσα τους, εξαιτίας των διαφορετικών συντελεστών θερμικής διαστολής των δυο υλικών.

Οι συλλέκτες με σωλήνες ροής γυαλιού-γυαλιού (τυπικοί σωλήνες Dewar) είναι πολύ αποδοτικοί σε νεφελώδεις συνθήκες και σε χαμηλές θερμοκρασίες. Η διάταξη των εσωτερικών σωλήνων μπορεί να είναι είτε σε διάταξη U είτε να υπάρχει σωλήνας θερμότητας. Δεν είναι γενικά τόσο αποδοτικοί όσο οι συλλέκτες με σωλήνες ροής μετάλλου-γυαλιού αλλά είναι φθηνότεροι και συνήθως πιο αξιόπιστοι. Για εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε υψηλή θερμοκρασία, οι συλλέκτες με σωλήνες ροής γυαλιού- γυαλιού μπορούν να είναι πιο αποτελεσματικοί από τους συλλέκτες με σωλήνες ροής μετάλλου-γυαλιού [31].

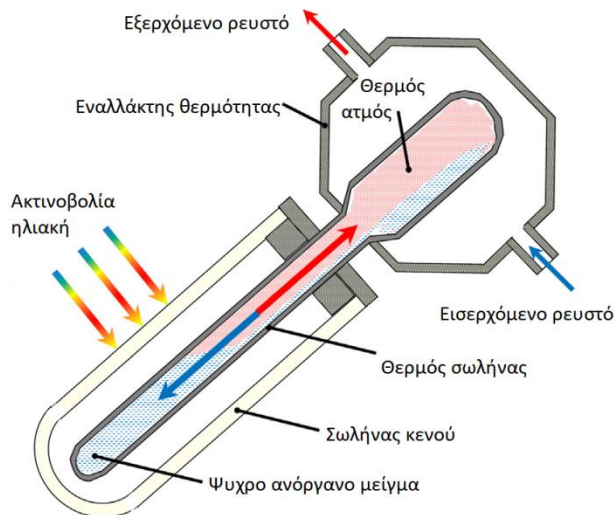
Οι συλλέκτες υγρής σύνδεσης είναι συλλέκτες θερμού σωλήνα, των οποίων οι συμπυκνωτές (εναλλάκτες θερμότητας) βρίσκονται μέσα στον αγωγό που κυκλοφορεί το προς θέρμανση ρευστό. Αυτό σημαίνει ότι, αν κάποιος σωλήνας κενού πρέπει να αντικατασταθεί, απαιτείται άδειασμα του κυκλώματος του εναλλάκτη.

Οι συλλέκτες ξηρής σύνδεσης είναι συλλέκτες θερμού σωλήνα, των οποίων οι συμπυκνωτές (εναλλάκτες θερμότητας) βρίσκονται εξωτερικά σε επαφή με τον αγωγό του προς θέρμανση ρευστού. Επομένως, αν κάποιος σωλήνας κενού πρέπει να αντικατασταθεί, δεν απαιτείται άδειασμα του κυκλώματος του εναλλάκτη [50].

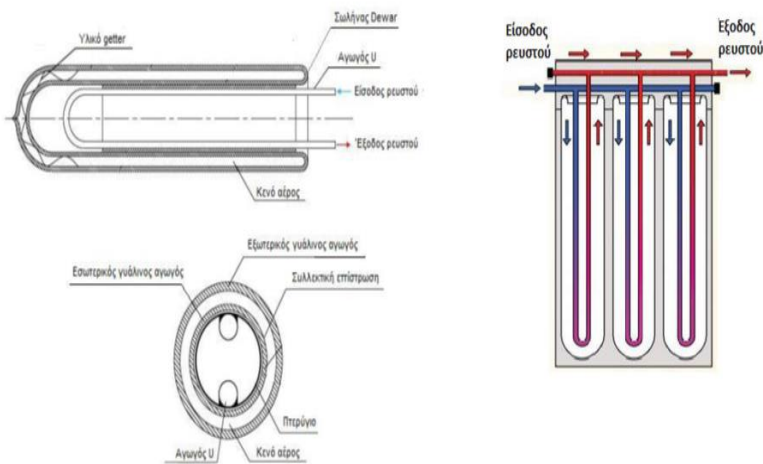
Συγκρίνοντας τους συλλέκτες άμεσης ροής με διάταξη σωλήνων U με τους θερμού σωλήνα ξηρής επαφής, που είναι οι πιο διαδεδομένες εναλλακτικές, προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα [31]:

- Ο βαθμός απόδοσής τους είναι περίπου ίδιος
- Ο συλλέκτης με διάταξη U είναι πιο οικονομικός και συμπαγής
- Ο συλλέκτης με διάταξη U μπορεί να εγκατασταθεί κάθετα ή οριζόντια, επιτρέποντας έτσι μια ευρύτερη ποικιλία επιλογών εγκατάστασης. Αντίθετα, οι συλλέκτες θερμού σωλήνα πρέπει να τοποθετούνται με ελάχιστη γωνία κλίσης περίπου 25° έτσι ώστε το ρευστό ανόργανου μείγματος στον μεταλλικό σωλήνα, που είναι συνδεδεμένος με την απορροφητική επιφάνεια, να μπορεί να επιστρέψει στη βάση του σωλήνα.
- Η εγκατάσταση και η συντήρηση των συλλεκτών θερμού σωλήνα είναι απλούστερες από ότι των συλλεκτών άμεσης ροής, διότι μπορούν να συντηρηθούν/αντικατασταθούν μεμονωμένοι σωλήνες χωρίς να επηρεαστεί η λειτουργία του υπόλοιπου συστήματος.

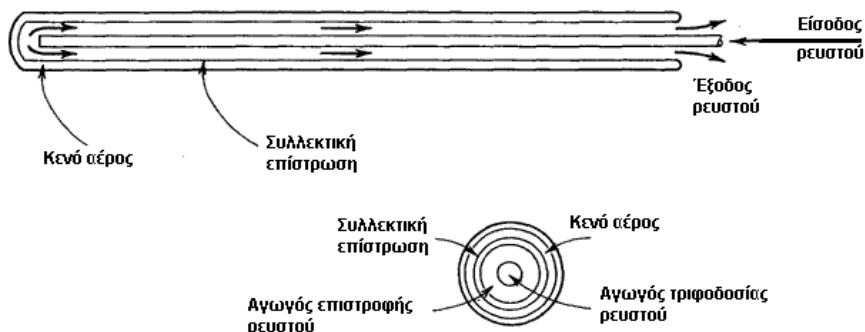
Ενδεικτικά, παρακάτω παρουσιάζονται απεικονίσεις κάποιων βασικών ειδών σωλήνων κενού, οι οποίοι εντάσσονται στις προαναφερθείσες κατηγορίες.



Εικ. 1.10. Σχηματική απεικόνιση θερμού σωλήνα υγρής σύνδεσης σωλήνα κενού [49].



Εικ. 1.11. (α) Σχηματική απεικόνιση σωλήνα κενού Dewar, τύπου άμεσης ροής, διάταξης U σε πρόοψη και πλάγια όψη (αριστερά) [51]. (β) Σχηματική απεικόνιση διάταξης σωλήνων κενού τύπου άμεσης ροής, διάταξης U (δεξιά) [52].



Εικ. 1.12. Σχηματική απεικόνιση ομόκεντρου σωλήνα κενού άμεσης ροής σε πρόοψη και πλάγια όψη [53].

Από την άλλη πλευρά, συγκρίνοντας τους επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες (FPC) με τους συλλέκτες κενού (ETC) προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα:

- Οι επίπεδοι συλλέκτες παρουσιάζουν πολύ χαμηλή απόδοση σε δυσμενείς συνθήκες λειτουργίας (κρύο, συννεφιά, βροχή, έντονος αέρας) και έχουν μεγάλο συντελεστή απωλειών.
- οι συλλέκτες κενού έχουν σχεδόν ανεξάρτητη απόδοση από τις καιρικές συνθήκες, πράγμα που τους καθιστά πολύ αποδοτικότερους καθόλη τη διάρκεια του χρόνου (25-40% πρόσδοση περισσότερη ενέργειας ανά m^2) [30, 47, 54, 55], και όπως προαναφέρθηκε έχουν πολύ περιορισμένες απώλειες (μόνο απώλειες ακτινοβολίας). Μάλιστα αντέχουν μέχρι και σε ακραίες θερμοκρασίες της τάξεως των $-18^{\circ}C$ στις οποίες οι FPC θα καταστρέφονταν[56].
- Οι επίπεδοι συλλέκτες είναι αρκετά ευαίσθητοι στην υγρασία, η οποία μπορεί να προκαλέσει από μείωση της απόδοσης μέχρι και αστοχία του συστήματος [29]. Στους συλλέκτες κενού οι συνθήκες κενού προστατεύουν την διάταξη εσωτερικά από τις εξωτερικές συνθήκες υγρασίας, που προκαλούν αλλοίωση των υλικών του συλλέκτη
- Οι συλλέκτες κενού αποδίδουν ενέργεια σε θερμοκρασίες αρκετά υψηλότερες από τους επίπεδους συλλέκτες [57].
- Οι επίπεδοι συλλέκτες έχουν μέγιστη απόδοση το μεσημέρι, όταν δηλαδή η ηλιακή ακτινοβολία έρχεται κάθετα στο επίπεδο του συλλέκτη. Στους συλλέκτες κενού όμως, εξαιτίας του κυλινδρικού σχήματος των επιμέρους σωλήνων, η ηλιακή ακτινοβολία είναι κάθετη σε κάθε σωλήνα κάθε χρονική στιγμή, οπότε οι συλλέκτες κενού καθόλη τη διάρκεια της μέρας έχουν μέγιστη απόδοση [58].
- Η συντήρηση και επισκευή των ETC είναι πιο εύκολη και πιο οικονομική από των FPC. Ο κάθε σωλήνας κενού αποτελεί ένα κλειστό κύκλωμα, ανεξάρτητο από το νερό χρήσης. Επομένως, αν καταστραφεί κάποιος σωλήνας, δεν θα υπάρξει διαρροή νερού, ενώ ο συλλέκτης θα συνεχίζει να θερμαίνει κανονικά το κύκλωμα νερού με χαμηλότερη απόδοση. Έτσι, η επισκευή ή συντήρηση δεν προϋποθέτει να σταματήσει η λειτουργία ολόκληρου του συστήματος όπως στους FPC [47].
- Βασικό μειονέκτημα των συλλεκτών κενού είναι οι κατασκευαστικές δυσκολίες που παρουσιάζουν, καθώς πρέπει αφενός να επιτευχθεί υποπίεση και αφετέρου να συνδεθούν οι δύο σωλήνες. Συνέπεια των δύο αυτών παραγόντων είναι να αυξάνεται το κόστος κατασκευής τους συγκριτικά με τους επίπεδους συλλέκτες. Παρόλα αυτά, τα τελευταία χρόνια σταδιακά μειώνεται αυτή η διαφορά [59].

Όσον αφορά την λειτουργία του συλλέκτη κενού στη μόνιμη κατάσταση, όμοια με τον επίπεδο συλλέκτη, οι εξισώσεις που διέπουν τη συμπεριφορά του είναι οι (1.2.1) και (1.2.2) [47].

1.2.3 Συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου

Οι συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου (Parabolic trough collectors-PTC) ανήκουν στην κατηγορία των συγκεντρωτικών συλλεκτών με είδωλο και αποδίδουν ενέργεια σε θερμοκρασίες $60-400^{\circ}C$ περίπου [30]. Έχουν προσαρμοσμένο σύστημα ενός άξονα για την παρακολούθηση του ήλιου. Συγκεκριμένα, οι συλλέκτες προσανατολίζονται είτε στην

κατεύθυνση ανατολής-δύσης είτε στην κατεύθυνση βορρά-νότου, που αποτελεί και τη συνηθέστερη τοποθέτηση [32]. Τα πλεονεκτήματα του συστήματος ενός άξονα για την παρακολούθηση του ήλιου είναι πως χρειάζεται μικρή ρύθμιση, σε σχέση με τα συστήματα δυο αξόνων, κατά τη διάρκεια της ημέρας και έχει μέγιστη απόδοση κατά τις μεσημεριανές ώρες, όταν οι ακτίνες του ήλιου είναι παράλληλες στον άξονα του συλλέκτη. Ωστόσο, η απόδοση του συλλέκτη κατά τις πρώτες πρωινές και τελευταίες απογευματινές ώρες είναι μειωμένη λόγω της μεγάλης γωνίας πρόσπτωσης.

Βασικό στοιχείο των συγκεντρωτικών συλλεκτών αποτελεί ο λόγος συγκέντρωσης. Ο θεωρητικός λόγος συγκέντρωσης ορίζεται ως το πηλίκο της επιφάνεια “ανοίγματος” ή “παραθύρου” A_a , δηλαδή της επιφάνειας από την οποία εισέρχεται η ηλιακή ακτινοβολία, προς την επιφάνεια του δέκτη A_r , δηλαδή την επιφάνεια που απορροφά τη συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία. [31]

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (1.2.3)$$

Ο συντελεστής συγκέντρωσης για ένα συλλέκτη κυμαίνεται σε πρακτικές εφαρμογές από 1.5 μέχρι 10^5 [28] ενώ για το συλλέκτη PTC ο λόγος C κυμαίνεται από 15-45.[30]

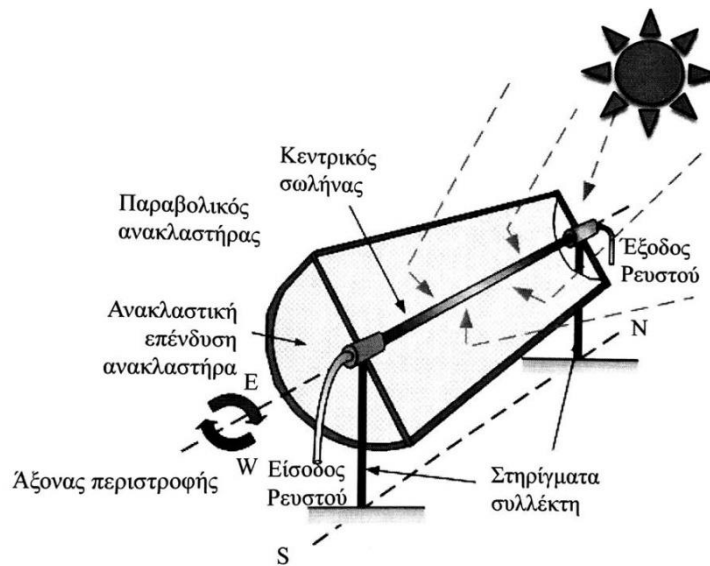
Ο συγκεκριμένος τύπος συλλέκτη έχει γίνει αντικείμενο εκτενούς μελέτης τα τελευταία χρόνια. Εξαιτίας της πολύ καλής απόδοσής του αλλά και του αρκετά υψηλού κόστους του χρησιμοποιείται συνήθως σε βιομηχανικές εφαρμογές, οι βασικότερες από τις οποίες είναι:

- Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με τροφοδότηση ατμοστρόβιλου (κύκλος Rankine) Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελούν οι μονάδες SEGS. [60]
- Παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση. [30]
- Παραγωγή ζεστού νερού και θέρμανση χώρων όταν απαιτείται απόδοση ενέργειας άνω των 200 °C. (π.χ. Συστήματα θέρμανσης μεγάλων κολυμβητηρίων, εργοστάσιων, νοσοκομείων) .[30]
- Διεργασίες αφαλάτωσης καθώς τα ηλιακά πάρκα συλλεκτών PTC παρέχουν επαρκή ενέργεια για την επίτευξή τους. [61]
- Εφαρμογές στη χημεία, όπως η απομάκρυνση επικίνδυνων οργανικών ουσιών από το νερό ή τον αέρα. Συγκεκριμένα, στη θέση του μεταλλικού απορροφητικού σωλήνα του συλλέκτη PTC τοποθετείται υάλινος αγωγός, μέσα στον οποίο ρέει το προς αποκατάσταση ρευστό. Αξιοποιώντας την υπερίσθη ηλιακή ακτινοβολία και με ταυτόχρονη χρήση φωτοκαταλύτη ο συλλέκτης λειτουργεί ως φωτοαντιδραστήρας και καθαρίζει το ρευστό από τις βλαβερές ουσίες. [29]
- Ξήρανση προϊόντων (π.χ. κλωστοϋφαντουργικά, θαλασσινά, γεωργικά προϊόντα). [62]
- Τέλος, η ηλιακή ψύξη και κλιματισμός ,κυρίως για μεγάλους χώρους, είναι βασικός τομέας αξιοποίησης των συλλεκτών αυτών. [62]

Ένας τυπικός ηλιακός συλλέκτης PTC φαίνεται στο σχήμα της *Εικ. 1.13* και αποτελείται από:

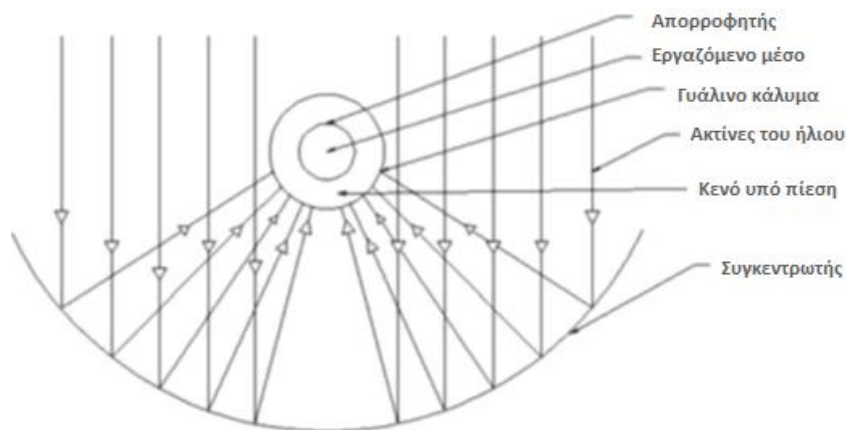
- Μία ανακλαστική επιφάνεια (συγκεντρωτής) παραβολικού σχήματος.
- Έναν σκούρο μεταλλικό απορροφητικό σωλήνα (δέκτης), καλυμμένο από ένα σωλήνα από γυαλί (κάλυμμα).

- Σύστημα ενός άξονα για την παρακολούθηση του ήλιου.
- Μεταλλική στήριξη.



Εικ. 1.13 Τυπικός παραβολικός ηλιακός συλλέκτης (PTC) με τα συστατικά του μέρη [1]

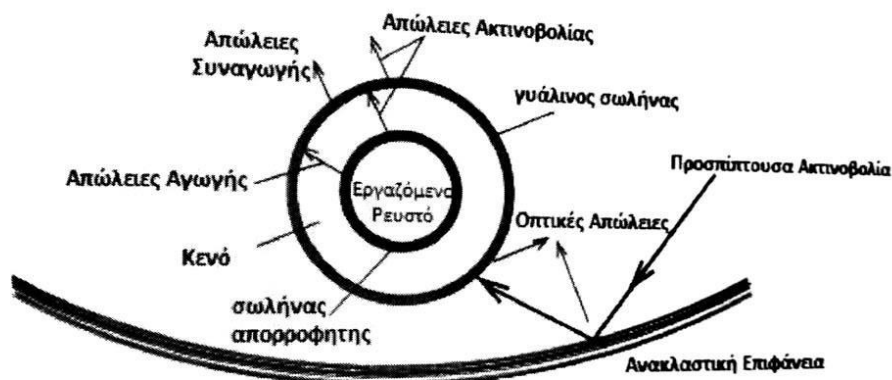
Όπως φαίνεται από το σχήμα της Εικ.1.14 ο συγκεκριμένος τύπος συλλέκτη εκμεταλλεύεται μια βασική ιδιότητα της παραβολής: όλες οι ακτίνες φως που προσπίπτουν στο παραβολικό κάτοπτρο (σε οποιοδήποτε σημείο) παράλληλα προς τον άξονά του, ανακλώμενες, συγκεντρώνονται στην εστία. Με αυτόν τον τρόπο όλες οι κάθετες στο επίπεδο του ανοίγματος ακτίνες προσπίπτουν τελικά πάνω στην επιφάνεια του απορροφητή. Αυτός είναι άλλωστε και ο λόγος για τον οποίο οι επιμήκεις παραβολικοί συλλέκτες θα πρέπει να διαθέτουν σύστημα παρακολούθησης του ήλιου, ώστε να εξασφαλίζεται συνεχώς κάθετη πρόσπτωση της ηλιακής ακτινοβολίας.



Εικ. 1.14 Βασική αρχή λειτουργίας συλλεκτών PTC [62]

Ο απορροφητής τοποθετείται και στερεώνεται μόνιμα στην εστία της παραβολής, της οποίας το σχήμα έχει λάβει ο συγκεντρωτής. Ο σωλήνας από γυαλί είναι ομόκεντρος με τον σωλήνα απορρόφησης και διατηρείται ανάμεσα τους πίεση κενού. Κατά αυτόν τον τρόπο ελαχιστοποιούνται οι απώλειες θερμότητας του απορροφητή [63]. Μέσω του συστήματος ενός άξονα για την παρακολούθηση του ήλιου ο συγκεντρωτής στρέφεται και

ρυθμίζεται να δέχεται την άμεση ηλιακή ακτινοβολία κάθετα στο επίπεδό του κάθε στιγμή. Έτσι, όλη η άμεσα προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο του συλλέκτη συγκεντρώνεται στον απορροφητικό σωλήνα, μέσα στον οποίο ρέει το εργαζόμενο μέσο, που με τη σειρά του παραλαμβάνει τη θερμότητα και την μεταφέρει για περαιτέρω χρήση.[62]



Εικ. 1.15 Απώλειες του ηλιακού πεδίου για τον παραβολικό ηλιακό συλλέκτη (PTC) [1]

Εξαιτίας της διαφοράς μεγέθους ηλίου- γης αλλά και της μεταξύ τους απόστασης, κάθε δέσμη ηλιακής ακτινοβολίας μπορεί να θεωρηθεί ως ένας κώνος γωνιακού εύρους 0.53° . Έτσι ουσιαστικά, η ανακλώμενη ακτινοβολία δεν συγκεντρώνεται σε ένα σημείο, την εστία της παραβολής, αλλά παρουσιάζει και αυτή ένα εύρος εξάπλωσης. Το εστιακό μήκος είναι καθοριστικός παράγοντας για το μέγεθος του ειδώλου, ενώ το πλάτος ανοίγματος είναι καθοριστικός παράγοντας για το ποσό της συλλεγόμενης ακτινοβολίας. Επομένως, η ροή ακτινοβολίας που συγκεντρώνεται υπό τη μορφή ειδώλου αποτελεί συνάρτηση του λόγου ανοίγματος του συλλέκτη προς το εστιακό μήκος. Ταυτόχρονα, αξίζει να σημειωθεί πως στην πράξη διασπορά του ειδώλου παρατηρείται και λόγω ατελειών στο σχήμα της παραβολικής διατομής, αλλά και λόγω του προσανατολισμού του συλλέκτη. Με βάση τις διαστάσεις επομένως του σχηματιζόμενου ειδώλου καθορίζονται και οι διαστάσεις του δέκτη. Οι δέκτες σχεδιάζονται αρκετά μεγάλοι ώστε να απορροφούν όσο το δυνατόν μεγαλύτερο ποσοστό από την ανακλώμενη ηλιακή ακτινοβολία, γεγονός που συνεπάγεται λιγότερες οπτικές απώλειες. Από την άλλη πλευρά όμως, όσο μεγαλύτερη είναι η επιφάνεια του δέκτη τόσο αυξάνονται οι θερμικές απώλειες. Το βέλτιστο μέγεθος του δέκτη έχει αποτελέσει αντικείμενο συστηματικής έρευνας [64]. Γενικά, έχει διαπιστωθεί ότι για ένα μεγάλο εύρος συνθηκών το βέλτιστο μέγεθος του δέκτη είναι αυτό που συλλαμβάνει περίπου το 90-95% της ανακλώμενης ακτινοβολίας. Αυτό σημαίνει ότι οι αντίστοιχες οπτικές απώλειες θα κυμαίνονται από 5-10%.

1.3. Ηλιακή Ψύξη

Η γιγαντιαία αύξηση των αναγκών για βιομηχανική όσο και για οικιακή ψύξη και θέρμανση είναι βασική αιτία της υπερφόρτωσης του δικτύου παροχής ηλεκτρικής ενέργειας κυρίως τους καλοκαιρινούς μήνες. Κατά αυτόν τον τρόπο, όλο και περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια δαπανάται σε αυτούς τους ραγδαία αναπτυσσόμενους κλάδους. Η ηλεκτρική ενέργεια αυτή, στις περισσότερες βιομηχανικές χώρες, όπως και στη Ελλάδα, προέρχεται κατά κύριο λόγο από ατμοηλεκτρικούς σταθμούς των οποίων οι ρύποι επιβαρύνουν σημαντικά την ατμόσφαιρα και συντελούν στην διόγκωση του φαινομένου του θερμοκηπίου [65]. Επιπλέον τα ψυκτικά υγρά του κύκλου μηχανικής συμπίεσης αποτελούν βασική πηγή

ρύπανσης του περιβάλλοντος, καθώς είτε συντελούν στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος στην ατμόσφαιρα (ενώσεις χλωροφθορανθρακων) είτε στην διόγκωση του φαινομένου του θερμοκηπίου, αφού κάποια από αυτά είναι και πιο επιβλαβή από το CO₂, το οποίο θεωρείται το βασικότερο και πιο βλαβερό αέριο που ευθύνεται για το φαινόμενο.

Το ζήτημα είναι υψίστης σημασίας καθώς από τις αρχές του περασμένου αιώνα, η μέση παγκόσμια θερμοκρασία αυξήθηκε κατά περίπου 0,6 Κ σύμφωνα με την Διακυβερνητική Διάσκεψη του ΟΗΕ για την αλλαγή του κλίματος (IPCC). Εικάζεται επίσης ότι η θερμοκρασία μπορεί να αυξηθεί περαιτέρω κατά 1.4-4.5 Κ μέχρι το 2100 [66]. Δεδομένης της σοβαρότητας της κατάστασης, η παγκόσμια κοινότητα έχει προσπαθήσει να δημιουργήσει μια ενιαία πολιτική για την αντιμετώπιση του προβλήματος. Μια από αυτές τις προσπάθειες είναι το Πρωτόκολλο του Κιότο, μια νομικά δεσμευτική συμφωνία βάσει της οποίας οι εκβιομηχανισμένες χώρες θα μειώσουν τις συλλογικές τους εκπομπές αερίων θερμοκηπίου κατά 5.2% σε σύγκριση με το έτος 1990 [67]. Η βιομηχανία ψύξης είναι μία από αυτές που πλήττονται περισσότερο από τις δεσμεύσεις του πρωτοκόλλου. Τα ψυκτικά υγρά συνεχώς αντικαθίστανται από καινούργια λιγότερο επιβλαβή για το περιβάλλον αλλά, παρά την μεγάλη έρευνα που διεξάγεται, δεν έχει βρεθεί ακόμη κατάλληλο ψυκτικό που να συμμορφώνεται με όλες τις απαιτήσεις. Παραδείγματος χάρη, στην Ευρώπη, η χρήση του HFC-134a, από την 1η Ιανουαρίου 2009, απαγορεύθηκε για τις μονάδες κλιματισμού στα νέα αυτοκίνητα [67].

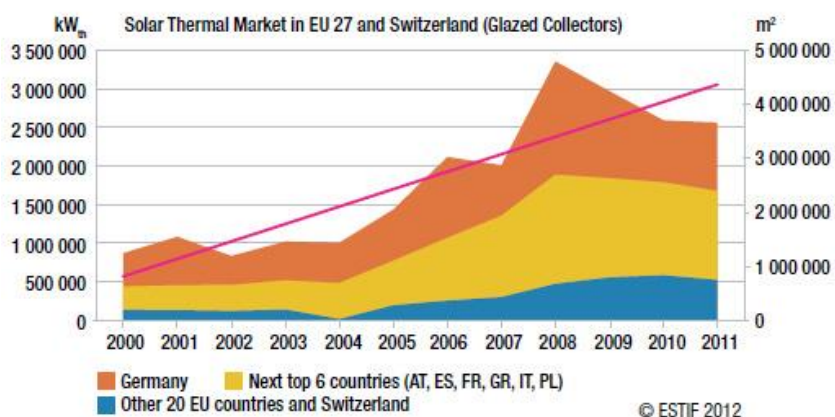
Με βάση τα παραπάνω κρίνεται αναπόφευκτος ο προσανατολισμός σε νέους τρόπους θέρμανσης και ψύξης, λιγότερο επιβλαβείς για το περιβάλλον. Επειδή η ψύξη κατά κανόνα απαιτεί μεγαλύτερα ποσά ενέργειας από την θέρμανση, λόγω και χαμηλότερων αποδόσεων, και επειδή η ζήτηση για ψύξη αυξάνεται με την αύξηση της έντασης της ηλιακής ακτινοβολίας, η ηλιακή ψύξη αλλά και θέρμανση είναι μια λογική εναλλακτική για την αντιμετώπιση του προβλήματος.

Τα θετικά της ηλιακής ψύξης-θέρμανσης εντοπίζονται καταρχάς στο ότι είναι φιλική προς το περιβάλλον, καθώς δεν εκπέμπεται κανένα επιβλαβές αέριο. Ταυτόχρονα, αξιοποιείται μια πρακτικά αστείρευτη πηγή ενέργειας, η οποία υπό άλλες συνθήκες θα έμενε ανεκμετάλλευτη, καθώς η ηλιακή ψύξη-θέρμανση τροφοδοτείται από πηγές θερμότητας χαμηλής ενεργειακής στάθμης. Είναι μία τεχνολογία αρκετά ώριμη να αξιοποιηθεί εμπορικά σε μεγάλη κλίμακα, καθώς έρευνες πάνω σε αυτή έχουν αρχίσει από την δεκαετία του 1970 και εντατικοποιήθηκαν κατά την επόμενη δεκαετία [68].

Στον αντίποδα, αξίζει να σημειωθεί πως η ηλιακή ψύξη-θέρμανση παρουσιάζει πολύ χαμηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς σε σχέση με την κλασική ψύξη. Πρόκειται, επίσης, για μια τεχνολογία η οποία ακόμα δεν είναι οικονομικά ανταγωνιστική σε σχέση με τη κλασική ψύξη. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο μεγάλο αρχικό κόστος των συστημάτων ηλιακής ψύξης σε συνδυασμό με την χαμηλότερη απόδοσή τους.

Παρόλα αυτά, με την πάροδο του χρόνου καθώς εκβιομηχανοποιείται η παραγωγή, αλλά και καθώς βελτιώνονται οι αποδόσεις των συστημάτων ηλιακής ψύξης και θέρμανσης, η τεχνολογία αυτή θα αποτελέσει στο άμεσο μέλλον μια πολλά υποσχόμενη αγορά, ενώ ταυτόχρονα θα συμβάλει στην αποκατάσταση των «πληγών» του πλανήτη. Ήδη από τις

αρχές του αιώνα το ενδιαφέρον της ευρωπαϊκής αγοράς έχει προσανατολιστεί στην ηλιακή ενέργεια όπως φαίνεται στην *Εικ. 1.16*.



Εικ. 1.16. Παράσταση της αύξησης της αγοράς ηλιακής ψύξης στην ΕΕ [69]

Ανάμεσα στις πολλές εναλλακτικές ηλιακής ψύξης, τα συστήματα που ξεχωρίζουν καθώς είναι τα οικονομικά ανταγωνιστικότερα, τα πιο μελετημένα αλλά και τα πιο εκβιομηχανοποιημένα είναι τα συστήματα απορρόφησης και προσρόφησης. Για το λόγο αυτό τα συγκεκριμένα συστήματα αποτελούν και το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Κεφάλαιο 2. Σύστημα δέσμμευσης ηλιακής ενέργειας

Στο παρόν χωρίο μοντελοποιείται το σύστημα δέσμμευσης ηλιακής ενέργειας. Το συγκεκριμένο σύστημα αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες και το τροφοδοτικό δοχείο με το οποίο συνδέονται οι συλλέκτες. Τα στάδια επεξεργασίας του συγκεκριμένου υποσυστήματος περιλαμβάνουν τα εξής βήματα:

- προσδιορίζεται η βέλτιστη γωνία τοποθέτησης των συλλεκτών
- επιλέγονται κατάλληλοι συλλέκτες και τροφοδοτικό δοχείο
- γίνεται μοντελοποίηση της διασύνδεσης των δυο συστημάτων.

2.1. Βέλτιστη γωνία τοποθέτησης συλλέκτη β, για μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας .

Αρχικά, επιλέχθηκαν δειγματοληπτικά πέντε ευρωπαϊκές πόλεις για τις οποίες θα γίνει η μελέτη της εγκατάστασης των ηλιακών: Αθήνα, Βερολίνο, Νάπολη, Μαδρίτη και Παρίσι. Για αυτές τις πόλεις χρησιμοποιήθηκαν από τη βιβλιοθήκη του προγράμματος EnergyPlus ωριαία καιρικά δεδομένα για τη διάρκεια ενός χρόνου. Από τα μετεωρολογικά δεδομένα, εκείνα που χρησιμοποιήθηκαν συνίστανται στα εξής:

- μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος θ_{amb} σε $^{\circ}C$ για κάθε μία ώρα του έτους
- μέση άμεση ακτινοβολία καθέτου επιπέδου I_{bn} σε $\frac{W}{m^2}$ για κάθε μία ώρα του έτους
- μέση διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου I_d σε $\frac{W}{m^2}$ για κάθε μία ώρα του έτους
- μέση ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου I_{glob} σε $\frac{W}{m^2}$ για κάθε μία ώρα του έτους

Με βάση τα δεδομένα αυτά ακολουθήθηκε η παρακάτω διαδικασία για την εύρεση της βέλτιστης γωνίας τοποθέτησης συλλέκτη, η οποία μεγιστοποιεί την ολική προσπίπτουσα ακτινοβολία.[31]

Η ολική ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου I_T προσδιορίζεται ως εξής: [70]

$$I_T = I_{bn} \cdot \cos\theta + I_d \cdot \frac{1 + \cos\beta}{2} + I_{glob} \cdot \xi \cdot \frac{1 - \cos\beta}{2} \quad (2.1.1)$$

Όπου οι τρεις όροι της εξίσωσης αποτελούν τις τρεις διαφορετικές συνιστώσες από τις οποίες προκύπτει η ολική ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου.

- Άμεση ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου: $I_{bT} = I_{bn} \cdot \cos\theta$.
- Διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από τον ουρανό: $I_d \cdot \frac{1 + \cos\beta}{2}$.
- Διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από την ανάκλαση της ολικής στο έδαφος: $I_{glob} \cdot \xi \cdot \frac{1 - \cos\beta}{2}$.

Κάθε συνιστώσα θα αναλυθεί ξεχωριστά.

Άμεση ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου

Υπάρχουν 3 είδη άμεσου ακτινοβολίας, η άμεση ακτινοβολία οριζόντιου επιπέδου I_b , κεκλιμένου επιπέδου I_{bT} και καθέτου επιπέδου I_{bn} , οι οποίες συνδέονται με τις σχέσεις:

$$I_b = I_{bn} \cdot \cos\theta_Z \quad (2.1.2)$$

$$I_{bT} = I_{bn} \cdot \cos\theta \quad (2.1.3)$$

Η γωνία πρόσπτωσης, θ , της άμεσου ακτινοβολίας πάνω σε μία επιφάνεια είναι η γωνία μεταξύ των προσπιπτουσών ηλιακών ακτίνων και της κάθετου στην επιφάνεια. Η γωνία θ προσδιορίζεται για κεκλιμένες επιφάνειες που βρίσκονται στο βόρειο ημισφαίριο και είναι στραμμένες προς το νότο (όπως θεωρήθηκε και στην παρούσα περίπτωση) ως εξής:

$$\cos\theta = \sin\delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos\delta \cdot \cos(\varphi - \beta) \cdot \cos\omega \quad (2.1.4)$$

Η γωνία ζενίθ, θ_Z , είναι η γωνία μεταξύ των προσπιπτουσών ηλιακών ακτίνων και της κατακόρυφου (κάθετου στο οριζόντιο επίπεδο). Η γωνία θ_Z προσδιορίζεται ως εξής:

$$\cos\theta_Z = \sin\delta \cdot \sin\varphi + \cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\omega \quad (2.1.5)$$

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω, για να προσδιοριστούν οι γωνίες θ και θ_Z , πρέπει να έχουν προσδιοριστεί πρώτα οι γωνίες β , δ , φ , ω .

- Η γωνία β ονομάζεται κλίση της επιφάνειας και είναι η γωνία που σχηματίζει μια επίπεδη επιφάνεια με το οριζόντιο επίπεδο, δηλαδή πρόκειται για την κλίση τοποθέτησης του συλλέκτη που αποτελεί το ζητούμενο της συγκεκριμένης ενότητας.
- Η ηλιακή απόκλιση δ είναι η γωνιακή θέση του ήλιου κατά το ηλιακό μεσημέρι ως προς το επίπεδο του ισημερινού. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(\frac{360 \cdot (284 + n)}{365}\right) \quad (2.1.6)$$

Όπου n είναι ο αύξων αριθμός για κάθε μέρα του έτους και παίρνει τιμές από 1 έως 365.

- φ το γεωγραφικό πλάτος του εξεταζόμενου τόπου
- Η γωνία ω ονομάζεται ωριαία γωνία και αποτελεί τη γωνιακή μετατόπιση του ηλίου ανατολικά ή δυτικά του τοπικού μεσημβρινού λόγω της περιστροφής της γης περί τον άξονα της με ρυθμό $0.25 \frac{deg}{min}$. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\omega = 0.25 \cdot \Delta t \quad (2.1.7)$$

Δt είναι η χρονική απόσταση σε λεπτά από το ηλιακό μεσημέρι ή $\Delta t = t_{\etaλιακός} - 12h$ ώστε να υπολογιστούν τα λεπτά από το ηλιακό μεσημέρι δηλαδή τη δωδεκάτη μεσημβρινή.

Αναλυτικότερα, ο ηλιακός χρόνος δεν συμπίπτει με τον τοπικό χρόνο δηλαδή τον χρόνο που δείχνει το ρολόι. Η σχέση που συνδέει τους δύο προαναφερόμενους χρόνους είναι η ακόλουθη:

$$t_{\eta\lambda\iota\alpha\kappa\acute{o}\varsigma} = t_{\rho\omicron\lambda\omicron\gamma\iota\omicron\upsilon} - 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (2.1.8)$$

όπου

L_{st} είναι το γεωγραφικό πλάτος του μεσημβρινού στον οποίο βασίζεται ο τοπικός χρόνος του εξεταζόμενου τόπου.

L_{loc} είναι το γεωγραφικό μήκος του εξεταζόμενου τόπου .

Το πρόσημο πλην (-) ισχύει μόνο για δυτικά γεωγραφικά μήκη. Για ανατολικά γεωγραφικά μήκη το πρόσημο αλλάζει σε συν (+). Οι συγκεκριμένες πόλεις που θα μελετηθούν έχουν όλες δυτικό γεωγραφικό μήκος, οπότε χρησιμοποιείται το πρόσημο πλην (-) στην εξίσωση.

E (σε min) είναι η εξίσωση του χρόνου που λαμβάνεται για κάθε μέρα του έτους. Ισχύει η εξίσωση:

$$E = 9.87 \cdot \sin(2B) - 7.53 \cdot \cos(B) - 1.5 \cdot \sin(B) \quad (2.1.9)$$

$$B = \frac{360 (n - 81)}{364} \quad (2.1.10)$$

n είναι ο αύξων αριθμός για κάθε μέρα του έτους και παίρνει τιμές από 1 έως 365.

Διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από τον ουρανό

Για να βρεθεί η διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από τον ουρανό, πολλαπλασιάζεται η μέση διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου I_d με τον συντελεστή $\frac{1+\cos(\beta)}{2}$, ο οποίος ονομάζεται παράγοντας όρασης ουρανού του κεκλιμένου επιπέδου.

Διάχυτη ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από την ανάκλαση της ολικής στο έδαφος

Για να βρεθεί η ωριαία ακτινοβολία προερχόμενη από την ανάκλαση της ολικής στο έδαφος ,πολλαπλασιάζεται η μέση ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου I_{glob} με τον συντελεστή $\frac{1-\cos(\beta)}{2}$, ο οποίος ονομάζεται παράγοντας όρασης εδάφους του κεκλιμένου επιπέδου, και με την ανακλαστικότητα του εδάφους ξ η οποία για συνηθισμένο έδαφος λαμβάνει την τιμή 0.2.[31]

Με βάση τα παραπάνω δημιουργήθηκε κώδικας στο προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab σύμφωνα με τον οποίο, έχοντας ως παράμετρο την γωνία τοποθέτησης του συλλέκτη, β , και χρησιμοποιώντας τα δεδομένα της βιβλιοθήκης του EnergyPlus υπολογίζονται όλα τα προαναφερθέντα μεγέθη μέχρι τελικά να υπολογιστεί η ολική ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου I_T . Έτσι προέκυψε μία μονοπαραμετρική σχέση της μορφής $I_T = I_T(\beta)$ και στη συνέχεια υπολογίστηκε για ποια τιμή της παραμέτρου β μεγιστοποιείται η τιμή της ακτινοβολίας I_T .

Οι τιμές της γωνίας β για κάθε πόλη παρουσιάζονται στον Πιν. 1.1 Αξίζει να σημειωθεί πως έγινε προσέγγιση πρώτου δεκαδικού στη βέλτιστη γωνία τοποθέτησης καθώς καλύτερη προσέγγιση απαιτούσε περισσότερο υπολογιστικό χρόνο χωρίς να υπάρχει πρακτική υπόσταση/αναγκαιότητα για την ακρίβεια δεύτερου δεκαδικού ψηφίου.

Πιν. 2.1. Βέλτιστη γωνία τοποθέτησης συλλέκτη β για μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας

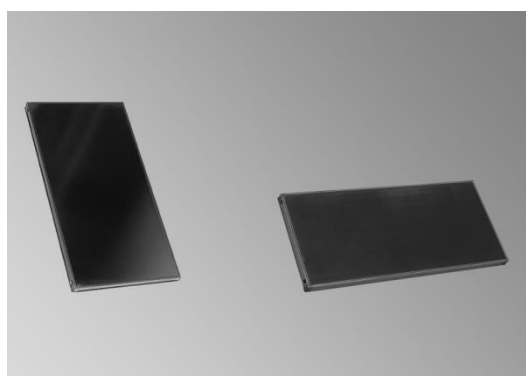
Πόλη	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
Κλίση συλλέκτη (°)	32.7	38.7	31	35.4	33.7

2.2. Επιλογή συλλεκτών από την αγορά.

Για να μοντελοποιηθεί το σύστημα διασύνδεσης των ηλιακών συλλεκτών με το τροφοδοτικό δοχείο χρειάστηκαν δεδομένα για τους συλλέκτες που θα χρησιμοποιηθούν. Έτσι, επιλέχθηκαν ο επίπεδος ηλιακός συλλέκτης 300-F SV3C της εταιρίας Vitosol και ο συλλέκτης κενού STC της εταιρίας Akotec.

2.2.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης Vitosol 300-F SV3C

Πρόκειται για ένα συλλέκτη κατάλληλο για οικιακές εφαρμογές λόγω της καλής του απόδοσης και της εύκολης και απλής εγκατάστασής του.



Εικ. 2.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης Vitosol 300-F SV3C

Τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του συλλέκτη Vitosol 300-F SV3C συνοψίζονται στον παρακάτω πίνακα [71]:

Πιν. 2.2. Βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του συλλέκτη Vitosol 300-F SV3C

Παράμετρος	Τιμή
Διαστάσεις (mm)	1056 x 2380 x 90
Συνολική επιφάνεια συλλέκτη (m ²)	2.51
Απορροφητική επιφάνεια (m ²)	2.32
Καθαρό βάρος συλλέκτη (kg)	41
Χωρητικότητα σε ρευστό (lt)	1.83
Μέγιστη πίεση (kPa)	800
Θερμική αγωγιμότητα (kJ/(m ² · K))	5
Συντελεστές εξίσωσης βαθμού απόδοσης	
C ₀ (W/m ² K)	0.868
C ₁ (W/m ² K)	3.188
C ₂ (W/m ² K)	0.018

Περισσότερες πληροφορίες αναγράφονται στο φυλλάδιο επιδόσεων του συλλέκτη (Performance data) [71]

2.2.2 Συλλέκτης κενού Akotec STC

Πρόκειται για ένα συλλέκτη με ένα ευρύ φάσμα χρήσεων σε εφαρμογές θέρμανσης νερού. Είναι πολύ αποδοτικός και λειτουργεί σχεδόν σε όλα τα κλίματα, ενώ η εγκατάστασή του είναι εύκολη και απλή.



Εικ. 2.2 Συλλέκτης κενού Akotec STC

Τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του συλλέκτη Akotec STC συνοψίζονται στον παρακάτω πίνακα[72]:

Πιν. 2.3. Βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του συλλέκτη κενού Akotec STC

Παράμετρος	Τιμή
Διαστάσεις ανά σωλήνα (mm)	2154 x 75
Συνολική επιφάνεια ανά σωλήνα (m ²)	0.16
Απορροφητική επιφάνεια ανά σωλήνα (m ²)	0.14
Καθαρό βάρος ανά σωλήνα (kg)	1.9
Αριθμός σωλήνων	20
Συντελεστές εξίσωσης βαθμού απόδοσης	
C ₀ (W/m ² K)	0.781
C ₁ (W/m ² K)	1.402
C ₂ (W/m ² K)	0.001

Περισσότερες πληροφορίες αναγράφονται στο φυλλάδιο επιδόσεων του συλλέκτη (Performance data) [72]

Η απόδοση των συλλεκτών δίνεται από την εξίσωση [31]:

$$\eta_{col} = C_0 - C_1 \cdot \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{I_T} \right) - C_2 \cdot I_T \cdot \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{I_T} \right)^2 \quad (2.2.1)$$

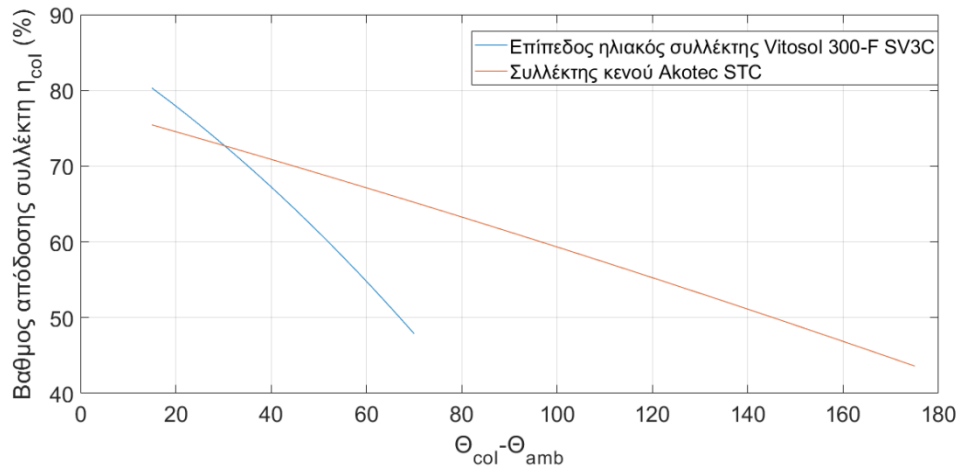
Όπου:

C₀, C₁, C₂ οι συντελεστές που αναγράφονται στα τεχνικά φυλλάδια των συλλεκτών.

T_{col} η θερμοκρασία του συλλέκτη σε Κ.

T_{amb} η θερμοκρασία του περιβάλλοντος σε Κ.

Έτσι, για τους συγκεκριμένους συλλέκτες και για θερμοκρασία περιβάλλοντος 25 °C (298.15 Κ) και ηλιακή ακτινοβολία πάνω στο επίπεδο του συλλέκτη $800\text{W}/\text{m}^2$, προκύπτουν οι εξής καμπύλες απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας του συλλέκτη θ_{col} (°C) και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος θ_{amb} (°C).



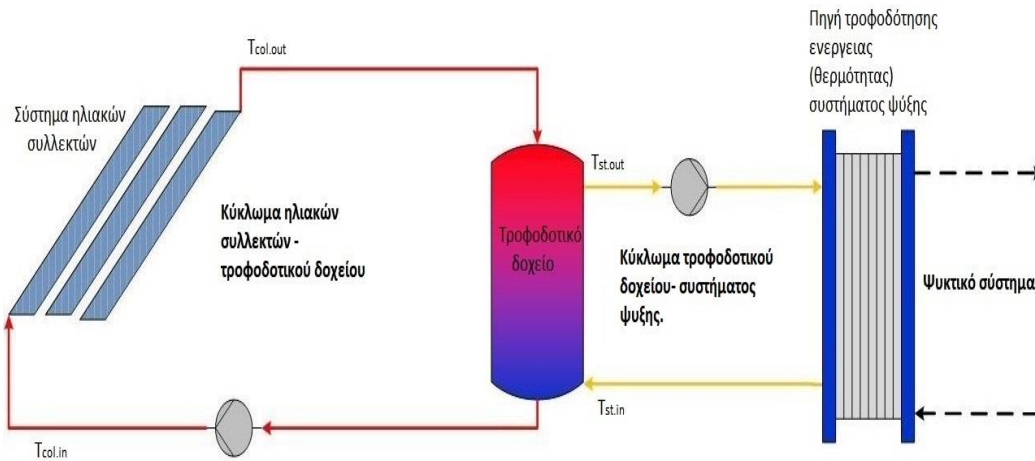
Εικ. 2.3 Καμπύλες απόδοσης συλλεκτών Vitosol 300-F SV3C και Akotec STC συναρτήσει της θερμοκρασίας του συλλέκτη θ_{col} (°C) και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος θ_{amb} (°C).

Όπως προκύπτει από το διάγραμμα, είναι φανερό ότι, για σταθερή θερμοκρασία περιβάλλοντος θ_{amb} (°C), με αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού του συλλέκτη θ_{col} (°C) μειώνεται η απόδοσή του. Ο συλλέκτης ETC είναι αποδοτικότερος του FPC για υψηλές θερμοκρασίες. Τα συμπεράσματα αυτά γενικεύονται για κάθε συλλέκτη ETC και FPC.

2.3. Μοντελοποίηση συστήματος ηλιακών συλλεκτών και τροφοδοτικού δοχείου.

Οι ηλιακοί συλλέκτες συνδέονται μεταξύ τους και έπειτα τα άκρα του ηλιακού πεδίου συνδέονται με το τροφοδοτικό δοχείο μέσω ενός κλειστού κυκλώματος. Το τροφοδοτικό δοχείο με τη σειρά του συνδέεται με την πηγή τροφοδότησης ενέργειας, με τη μορφή θερμότητας, του συστήματος ψύξης. Στην περίπτωση της απορρόφησης το τροφοδοτικό δοχείο συνδέεται με την ατμογεννήτρια ενώ στην περίπτωση της προσρόφησης με το θάλαμο εκρόφησης.

Η σύνδεση των συστημάτων παρουσιάζεται σχηματικά στην Εικ. 2.4



Εικ. 2.4 Σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας

Ουσιαστικά η μοντελοποίηση του συστήματος των ηλιακών συνίσταται στην επιμέρους επίλυση των δύο υποσυστημάτων, ηλιακών συλλεκτών-τροφοδοτικού δοχείου και τροφοδοτικού δοχείου-τροφοδοσία συστήματος ψύξης. Σε αυτό το σημείο αξίζει να αναφερθεί πως στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής ως εργαζόμενο ρευστό και για τα δύο υποσυστήματα θεωρήθηκε το πεπιεσμένο νερό και τα δεδομένα για αυτό εξήχθησαν από τη βιβλιοθήκη CoolProp [73].

2.3.1 Επίλυση υποσυστήματος ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου

Από το κάτω μέρος του τροφοδοτικού δοχείου εκρέει το ψυχρό ρεύμα νερού θερμοκρασίας $T_{col.in}$ και παροχής μάζας \dot{m}_{col} , το οποίο εισέρχεται στο σύστημα σύζευξης των ηλιακών συλλεκτών. Το σύστημα των συλλεκτών έχει μία συνολική συλλεκτική επιφάνεια A_{col} και δέχεται ολική ακτινοβολία πάνω στο επίπεδο του συλλέκτη I_T . Με δεδομένα τα παραπάνω, η απόδοση του συλλέκτη προκύπτει από την εξίσωση (1.2.2), η συνολική ενέργεια των συλλεκτών προκύπτει από την εξίσωση:

$$Q_{col} = \eta \cdot A_{col} \cdot I_T \quad (2.3.1)$$

Από το ισοζύγιο ενέργειας στο σύστημα των συλλεκτών προκύπτει η θερμοκρασία του θερμού ρεύματος εξόδου του νερού $T_{col.out}$ ως έξης:

$$T_{col.out} = \frac{Q_{col}}{\dot{m}_{col} \cdot C_{p_w}} + T_{col.in} \quad (2.3.2)$$

Από το ισοζύγιο μάζας στο σύστημα των συλλεκτών προκύπτει εύκολα ότι η παροχή του θερμού ρεύματος εξόδου του νερού είναι \dot{m}_{col} , ίση δηλαδή με την παροχή εισόδου.

Το θερμό ρεύμα νερού κατευθύνεται και πάλι στο τροφοδοτικό δοχείο (επάνω μέρος) και έτσι ολοκληρώνεται ο κύκλος του υποσυστήματος.

2.3.2 Επίλυση υποσυστήματος τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσίας του συστήματος ψύξης

Από το κάτω μέρος του τροφοδοτικού δοχείου εκρέει το ψυχρό ρεύμα νερού θερμοκρασίας $T_{col.in}$ και παροχής μάζας \dot{m}_{col} , προς το κύκλωμα των συλλεκτών ενώ ταυτόχρονα από το κύκλωμα των συλλεκτών, προς το πάνω μέρος του τροφοδοτικού δοχείου, εκρέει θερμό ρεύμα νερού θερμοκρασίας $T_{col.out}$ και παροχής μάζας \dot{m}_{col} , όπως προέκυψε από την προηγούμενη μοντελοποίηση.

Παράλληλα, από το πάνω μέρος του τροφοδοτικού εκρέει επίσης θερμό ρεύμα νερού θερμοκρασίας $T_{st.out}$ και παροχής μάζας \dot{m}_{st} προς την τροφοδοσία του συστήματος ψύξης. Εκεί καταναλώνεται η απαιτούμενη ενέργεια και έπειτα το ψυχρότερο ρεύμα νερού θερμοκρασίας $T_{st.in}$ και παροχής μάζας \dot{m}_{st} , κατευθύνεται πίσω προς το τροφοδοτικό δοχείο.

Αν $\dot{Q}_{cooling}$ και $\dot{Q}_{heating}$ είναι η απαιτούμενη ενέργεια ψύξης και θέρμανσης αντίστοιχα, τότε η απαιτούμενη ενέργεια της τροφοδοσίας θα είναι \dot{Q}_{feed} . Αυτή είναι και η ενέργεια που παρέχεται από το νερό που εκρέει από το τροφοδοτικό δοχείο.

Από τα παραπάνω προκύπτει εύκολα ότι

$$T_{st.in} = T_{st.out} - \frac{\dot{Q}_{feed}}{\dot{m}_w C p_w} \quad (2.3.3)$$

Όσον αφορά το εσωτερικό του τροφοδοτικού δοχείου, η μοντελοποίηση βασίστηκε στη μέθοδο των θερμοκρασιακών ζωνών [43]. Σύμφωνα με αυτή τη μέθοδο, το τροφοδοτικό δοχείο διαιρείται σε θερμοκρασιακές ζώνες (Εικ. 2.5). Σε κάθε ζώνη το νερό θεωρείται πως έχει ενιαία θερμοκρασία. Κατά αυτόν τον τρόπο προκύπτει θερμοκρασιακή διαστρωμάτωση μέσα στο εσωτερικό του δοχείου. Ενέργεια και μάζα συναλλάσσονται μεταξύ όλων των στρωμάτων και έτσι προκύπτουν όλο και θερμότερες ζώνες νερού προς το πάνω μέρος του τροφοδοτικού δοχείου ενώ όλο και ψυχρότερες προς το κάτω μέρος του.

Αξίζει να σημειωθεί ότι η θερμοκρασία $T_{col.in}$ του ψυχρού ρεύματος νερού, που εκρέει από το κάτω μέρος του τροφοδοτικού δοχείου προς το κύκλωμα των συλλεκτών, θεωρείται ίση με την θερμοκρασία που επικρατεί στην κατώτερη ζώνη του τροφοδοτικού δοχείου (χαμηλότερη θερμοκρασία). Ενώ η θερμοκρασία του θερμού ρεύματος νερού $T_{st.out}$, που εκρέει από το πάνω μέρος του τροφοδοτικού δοχείου προς την πηγή τροφοδότησης ενέργειας του συστήματος ψύξης, θεωρείται ίση με την θερμοκρασία που επικρατεί στην ανώτερη ζώνη του τροφοδοτικού δοχείου (υψηλότερη θερμοκρασία).

Σε κάθε θερμοκρασιακή ζώνη ισχύει η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας κι έτσι προκύπτουν οι ακόλουθες εξισώσεις [74]. Για την πρώτη (ανώτερη) θερμοκρασιακή ζώνη

$$\frac{\rho V_{st}}{n} C p_{st.1} \frac{dT_{st.1}}{dt} = \dot{m}_{col} C p_{col.out} (T_{col.out} - T_{st.1}) + \dot{m}_{st} C p_{st.1} (T_{st.2} - T_{st.1}) - U_{st} A_{st.1} (T_{st.1} - T_{amb}) \quad (2.3.4)$$

Για την δεύτερη έως και προτελευταία ζώνη (ενδιάμεσες)

$$\frac{\rho V_{st}}{n} C p_{st.i} \frac{dT_{st.i}}{dt} = \dot{m}_{col} C p_{col.out} (T_{st.i-1} - T_{st.i}) + \dot{m}_{st} C p_{st.i} (T_{st.i+1} - T_{st.i}) - U_{st} A_{st.i} (T_{st.i} - T_{amb}) \quad (2.3.5)$$

Για την τελευταία (κατώτερη) ζώνη:

$$\frac{\rho V_{st}}{n} C p_{st.n} \frac{dT_{st.n}}{dt} = \dot{m}_{col} C p_{col.out} (T_{st.n-1} - T_{st.n}) + \dot{m}_{st} C p_{st.n} (T_{st.in} - T_{st.n}) - U_{st} A_{st.n} (T_{st.n} - T_{amb}) \quad (2.3.6)$$

Όπου:

V_{st} ο όγκος του τροφοδοτικού δοχείου

n ο αριθμός των θερμοκρασιακών ζωνών του δοχείου

$C p_{st.i}$ η θερμοχωρητικότητα του νερού στην εκάστοτε ζώνη

$C p_{col.out}$ η θερμοχωρητικότητα του νερού στην έξοδο των συλλεκτών

$T_{st.i}$ η θερμοκρασία του νερού στην εκάστοτε ζώνη

U_{st} ο συντελεστής απωλειών θερμότητας λόγω ακτινοβολίας, συναγωγής και αγωγής.

$A_{st.i}$ η επιφάνεια κάθε ζώνης

Όσον αφορά τον υπολογισμό των επιφανειών των θερμοκρασιακών ζωνών[75]:

Για την πρώτη (ανώτερη) θερμοκρασιακή ζώνη:

$$A_{st.1} = \frac{\pi D_{st}^2}{4} + \frac{\pi D_{st} H_{st}}{n} \quad (2.3.7)$$

Για την δεύτερη έως και προτελευταία ζώνη (ενδιάμεσες)

$$A_{st.i} = \frac{\pi D_{st} H_{st}}{n} \quad (2.3.8)$$

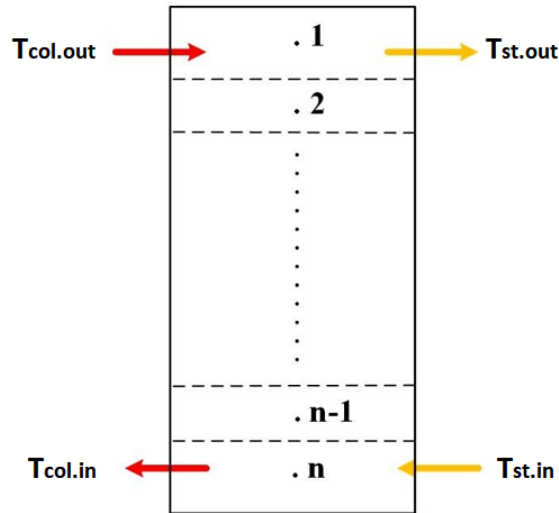
Για την τελευταία (κατώτερη) ζώνη:

$$A_{st.n} = \frac{\pi D_{st}^2}{4} + \frac{\pi D_{st} H_{st}}{n} \quad (2.3.9)$$

Όπου:

D_{st} είναι η διάμετρος του τροφοδοτικού δοχείου

H_{st} το ύψος του.

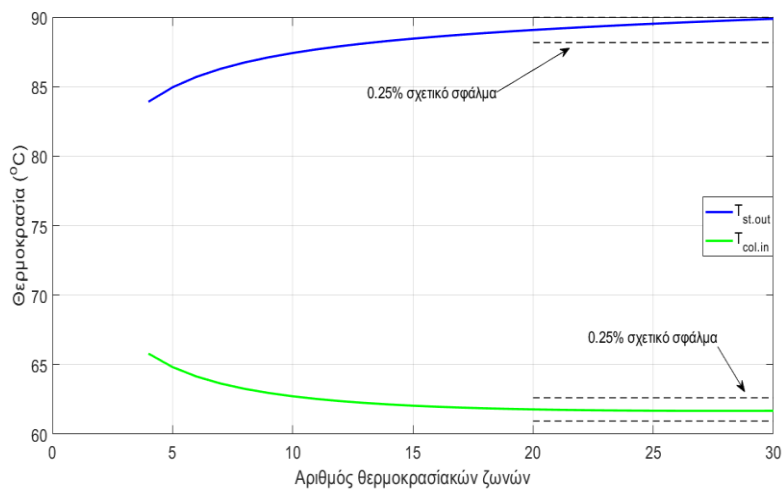


Εικ. 2.5 Μοντελοποίηση τροφοδοτικού δοχείου

2.4. Επικύρωση θεωρητικού μοντέλου – Αποτελέσματα - Αξιολόγηση.

Είναι εμφανές από τα παραπάνω πως όσο αυξάνεται ο αριθμός των θερμοκρασιακών ζωνών μέσα στο τροφοδοτικό δοχείο τόσο μικρότερο γίνεται το υπολογιστικό σφάλμα της μοντελοποίησης αλλά, ταυτόχρονα, τόσο αυξάνεται και ο υπολογιστικός χρόνος που χρειάζεται για να επιλυθεί το σύστημα. Έτσι το τροφοδοτικό δοχείο στο πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας θεωρήθηκε πως θα μοντελοποιηθεί με 20 θερμοκρασιακές ζώνες. Αυτό αποφασίστηκε διότι τα τροφοδοτικά δοχεία για συστήματα ηλιακής ψύξης σε οικιακές εγκαταστάσεις είναι σχετικά μικρά, οπότε η διαίρεσή τους σε 20 θερμοκρασιακά επίπεδα δίνει μεγάλη ακρίβεια στις τιμές.

Προς ενίσχυση της παραπάνω επιλογής παρατίθεται το διάγραμμα προσδιορισμού της τιμής των θερμοκρασιών $T_{st.out}$ και $T_{col.in}$ συναρτήσει του αριθμού των θερμοκρασιακών ζωνών.



Εικ. 2.6 Διάγραμμα προσδιορισμού της τιμής των θερμοκρασιών $T_{st.out}$ και $T_{col.in}$ συναρτήσει του αριθμού των θερμοκρασιακών ζωνών.

Σε μία πρώτη προσέγγιση θεωρήθηκαν τα εξής:

- Οι καταναλώσεις του συστήματος δέσμευσης ηλιακής ενέργειας \dot{Q}_{feed} θα είναι σταθερές και ίσες με $\dot{Q}_{feed} = 2000 \text{ W}$.
- Ο όγκος V_{st} του τροφοδοτικού δοχείου είναι 0.4 m^3
- Η διάμετρος D_{st} του τροφοδοτικού δοχείου είναι 0.8 m
- Το ύψος του δοχείου προσδιορίζεται από την εξίσωση

$$H_{st} = \frac{V_{st}}{\pi \cdot \frac{D_{st}^2}{4}} \quad (2.4.1)$$

- Ο συντελεστής απωλειών θερμότητας λόγω ακτινοβολίας, συναγωγής και αγωγής $U_{st} = 0.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
- Οι συλλέκτες δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε θερμοκρασία μεγαλύτερη των 95°C και έχουν τα χαρακτηριστικά που προαναφέρθηκαν. Το όριο αυτό στη λειτουργία κυρίως των ETC τίθεται, διότι το σύστημα προορίζεται για σύνδεση με σύστημα απορρόφησης ή προσρόφησης, τα οποία αν λάβουν ενέργεια από πηγή μεγαλύτερης θερμοκρασίας έχουν πολύ χαμηλή απόδοση.
- Εάν δεν υπάρχει ακτινοβολία το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου παραμένει κλειστό.
- Εάν η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μικρότερη από 65°C το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσία του συστήματος ψύξης παραμένει κλειστό
- Τέλος, ο αριθμός των διαθέσιμων συλλεκτών θα είναι 6 συλλέκτες διατεταγμένοι παράλληλα σε τρεις σειρές των 2 συλλεκτών και θα διέρχεται από αυτούς η ονομαστική παροχή νερού που αναγράφεται στα τεχνικά τους εγχειρίδια

Με βάση τα παραπάνω δημιουργήθηκαν κατάλληλοι κώδικες στο προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab .Ο πρώτος αφορά την μοντελοποίηση του υποσυστήματος ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου και λειτουργεί επαναληπτικά προσδιορίζοντας σε κάθε επανάληψη με τη σειρά τα μεγέθη n , Q_{col} , $T_{col.out}$ μέχρι η τιμή της θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τους συλλέκτες $T_{col.out}$ να συγκλίνει σε μια τελική τιμή. Επιπρόσθετα ελέγχει αν πρέπει το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου να παραμένει κλειστό, άρα αν πρέπει η παροχή μάζας \dot{m}_{col} να μηδενιστεί.

Ο δεύτερος αφορά την μοντελοποίηση του υποσυστήματος τροφοδοτικού δοχείου - πηγής τροφοδότησης ενέργειας του συστήματος ψύξης. Αρχικά, ορίζονται οι τιμές V_{st} , D_{st} , H_{st} , U_{st} , n . Έπειτα υπολογίζονται οι επιφάνειες των θερμοκρασιακών ζωνών $A_{st,i}$ και τέλος λύνεται το σύστημα των εξισώσεων διατήρησης της ενέργειας με τη μορφή τριδιαγώνιου πίνακα. Από την επίλυση του συστήματος προκύπτει η θερμοκρασία κάθε ζώνης άρα και η θερμοκρασίες εξόδου του νερού από το τροφοδοτικό δοχείο. Επιπρόσθετα ελέγχει αν πρέπει το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου-τροφοδοσία του συστήματος ψύξης να παραμένει κλειστό, άρα αν πρέπει η παροχή μάζας \dot{m}_{st} να μηδενιστεί.

Ο τρίτος κώδικας αφορά τη σύζευξη των δύο υποσυστημάτων και τη σύνδεση τους με τις καταναλώσεις. Δομείται ως εξής:

- **Περίπτωση 1:** Δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μικρότερη των 65°C .

Τότε, τα δύο υποσυστήματα παραμένουν κλειστά και δεν υπάρχει συναλλαγή θερμότητας πουθενά.

- **Περίπτωση 2:** Υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μικρότερη των 65°C .

Τότε, το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου λειτουργεί και θερμαίνει το νερό μέσα στο τροφοδοτικό δοχείο, αλλά το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσία του συστήματος ψύξης παραμένει κλειστό και δεν ικανοποιούνται οι καταναλώσεις.

- **Περίπτωση 3:** Δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μεγαλύτερη των 65°C .

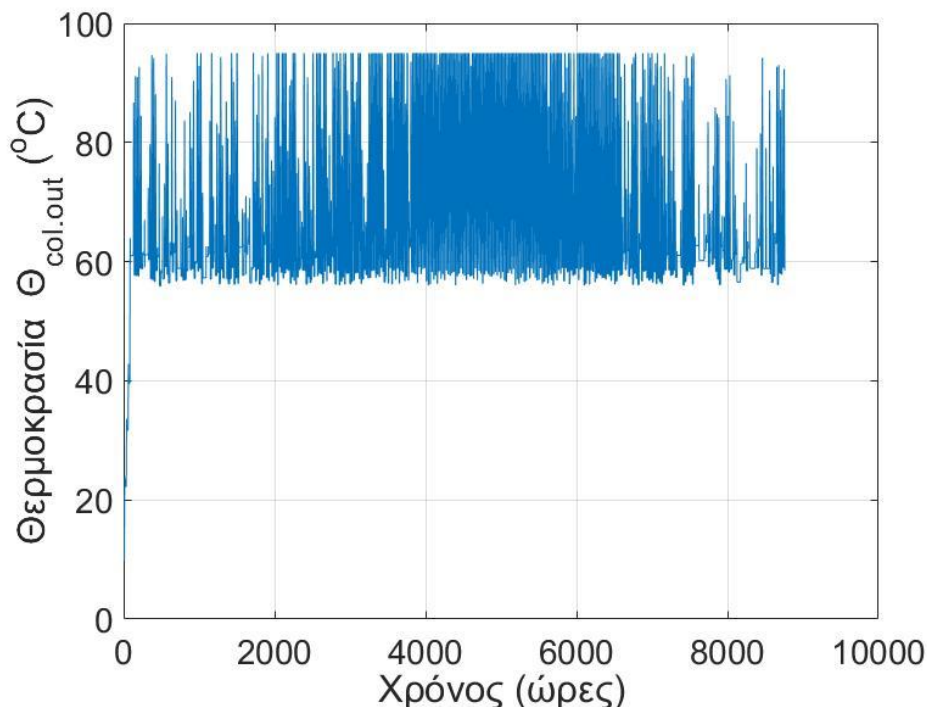
Τότε, το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου παραμένει κλειστό αλλά το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσία του συστήματος ψύξης λειτουργεί και γίνεται συναλλαγή θερμότητας με το σύστημα ψύξης ώστε να ικανοποιούνται οι καταναλώσεις.

- **Περίπτωση 4:** Υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μεγαλύτερη των 65°C .

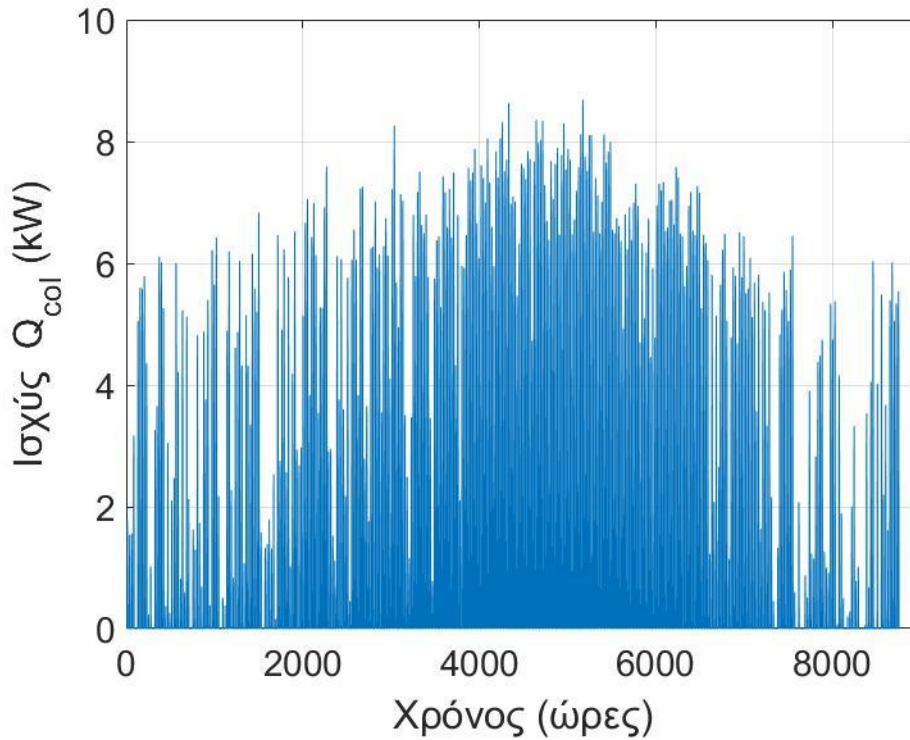
Τότε, το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου λειτουργεί και θερμαίνει το νερό μέσα στο τροφοδοτικό δοχείο και το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσία του συστήματος ψύξης μεταφέρει θερμότητα στο σύστημα ψύξης, ώστε να ικανοποιούνται οι καταναλώσεις.

Κατά αυτόν τον τρόπο προκύπτουν τα διαγράμματα:

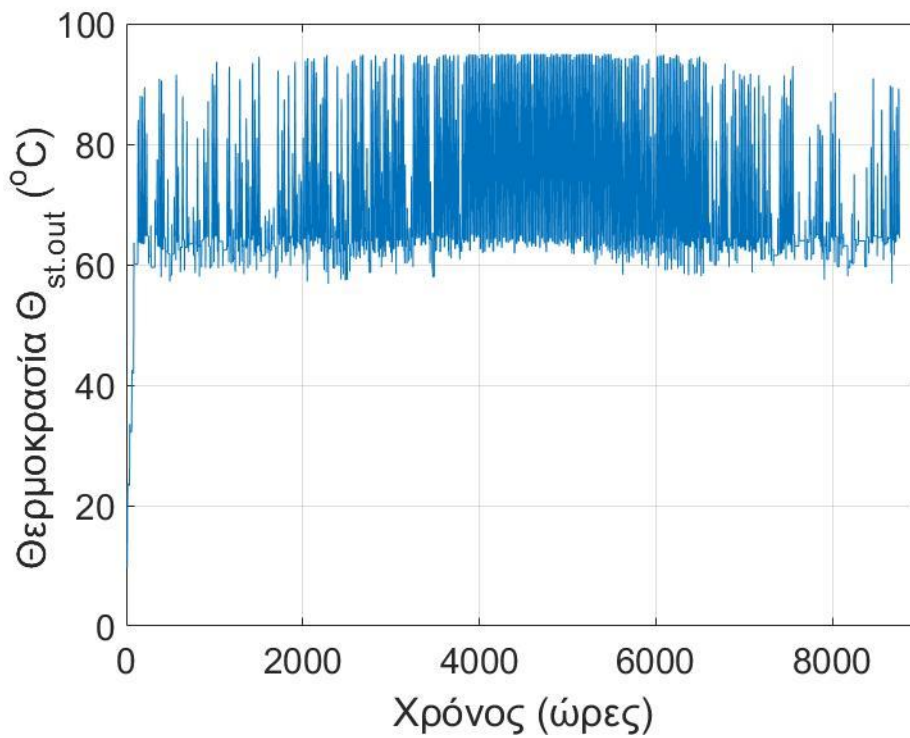
- Για τους συλλέκτες FPC :



Εικ. 2.7 Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τον συλλέκτη $\theta_{col.out}$ ($^{\circ}\text{C}$) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες FPC, με σταθερή κατανάλωση $\dot{Q}_{feed} = 2000 \text{ W}$.

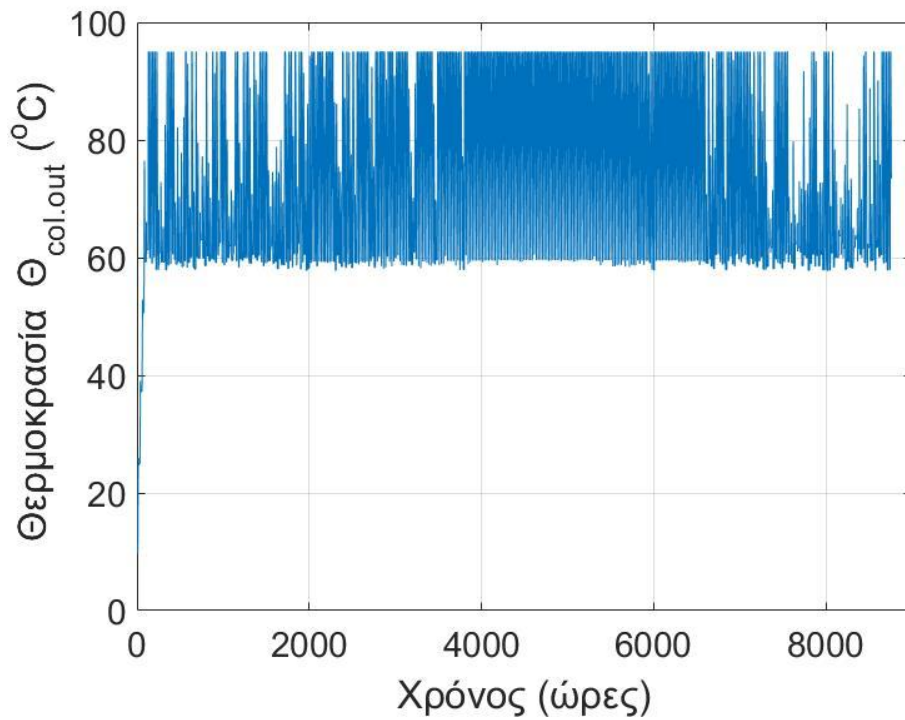


Εικ. 2.8 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών Q_{col} (kW) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες FPC, με σταθερή κατανάλωση $\dot{Q}_{feed} = 2000$ W.

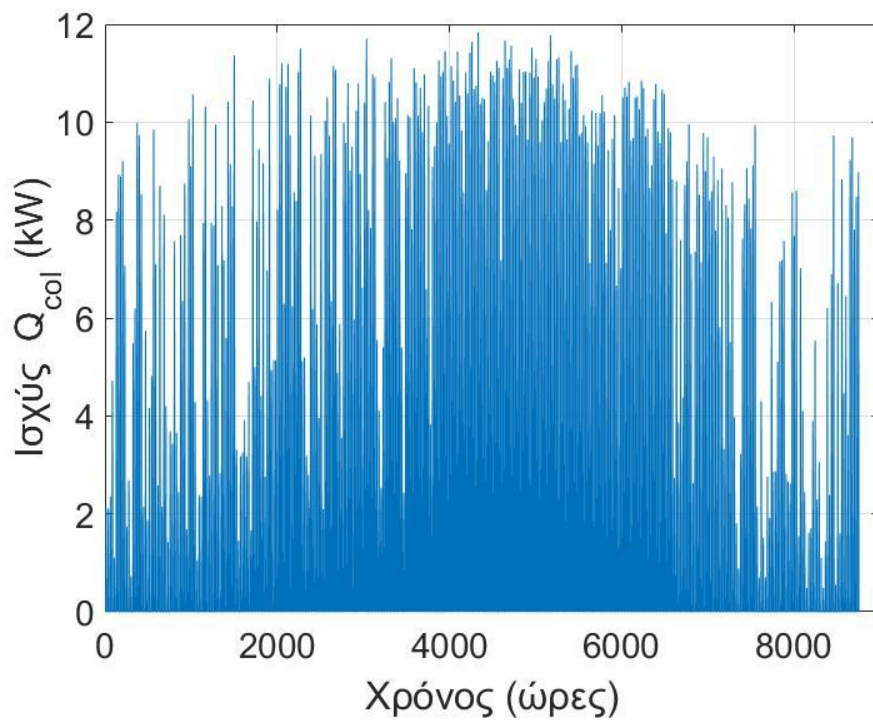


Εικ. 2.9 Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το τροφοδοτικό δοχείο $\Theta_{st.out}$ ($^{\circ}C$) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες FPC, με σταθερή κατανάλωση $\dot{Q}_{feed} = 2000$ W.

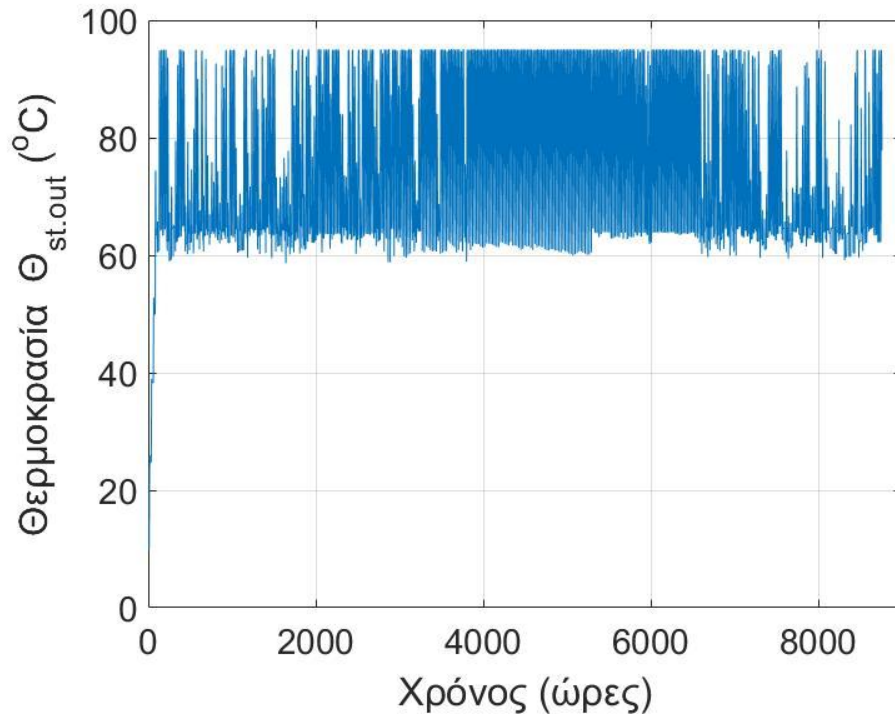
Για τους συλλέκτες ETC:



Εικ. 2.10 Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τον συλλέκτη $\Theta_{col.out}$ ($^{\circ}C$) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες ETC, με σταθερή κατανάλωση $\dot{Q}_{feed} = 2000 W$.



Εικ. 2.11 Διάγραμμα ισχύος συστοιχίας συλλεκτών Q_{col} (kW) συναρτήσει των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες ETC, με σταθερή κατανάλωση $\dot{Q}_{feed} = 2000 W$.



Εικ. 2.12 Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το τροφοδοτικό δοχείο $\Theta_{st.out}$ ($^{\circ}C$) συναρτήσεως των ωρών του έτους, για το σύστημα δέσμμευσης ηλιακής ενέργειας με συλλέκτες ETC, με σταθερή κατανάλωση $\dot{Q}_{feed} = 2000 W$.

Σχολιασμός-Συμπεράσματα:

Από τα παραπάνω διαγράμματα αρχικά παρατηρείται πως η θερμοκρασία στο σύστημα δεν ξεπερνά τους $95^{\circ}C$, όπως ακριβώς ορίσθηκε. Η αποδιδόμενη ισχύς των συλλεκτών ETC είναι μεγαλύτερη από των FPC. Το γεγονός αυτό είναι απολύτως λογικό, αφού, όπως προέκυψε και από την Εικ. 2.3, οι συλλέκτες ETC έχουν εν γένει καλύτερη απόδοση για τις θερμοκρασίες λειτουργίας του συστήματος, εξού και η μεγαλύτερη ισχύς που παρατηρείται λόγω αποδοτικότερης δέσμμευσης της ηλιακής ακτινοβολίας. Όσον αφορά τα διαγράμματα των θερμοκρασιών, παρουσιάζουν ανά ζεύγη παρόμοια μορφή, γεγονός το οποίο είναι αναμενόμενο, καθώς το σύστημα δέχεται κάθε ώρα την ίδια ακτινοβολία, την οποία μετατρέπει σε θερμότητα. Έτσι, όταν δεν υπάρχει επαρκής ακτινοβολία, αντίστοιχα και η θερμοκρασία του νερού δεν αυξάνεται αρκετά. Αντίθετα, όταν υπάρχει ικανοποιητική ακτινοβολία η θερμοκρασία του νερού αυξάνεται αναλογικά με αυτή. Παρόλα αυτά η θερμοκρασία του νερού στην περίπτωση των ETC είναι γενικά πιο αυξημένη. Αυτό οφείλεται στην επιπλέον ισχύ, συνεπώς και ενέργεια-θερμότητα, συγκριτικά με την περίπτωση των FPC.

Κεφάλαιο 3. Μοντελοποίηση συστημάτων ψύξης - θέρμανσης

3.1. Σύστημα απορρόφησης

3.1.1 Ο κύκλος ψύξης-θέρμανσης με απορρόφηση

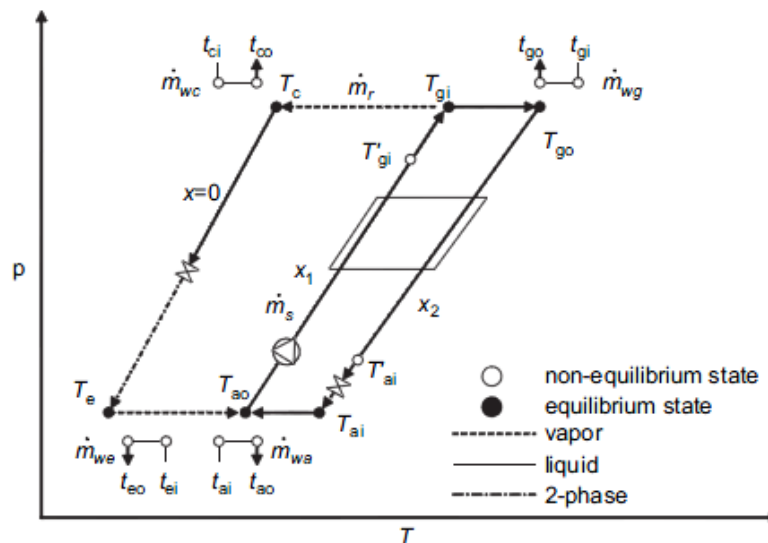
Στο παρόν χωρίο μοντελοποιείται το σύστημα απορρόφησης, που αναφέρθηκε στην εισαγωγή, με σκοπό την απλή και γρήγορη προσομοίωσή του γνωρίζοντας μόνο βασικές πληροφορίες για το σύστημα και το εργαζόμενο μέσο.

Η μοντελοποίηση βασίζεται:

- Στην θεώρηση ότι και τα πέντε βασικά τμήματα της διάταξης (γεννήτρια, ατμοποιητής, συμπυκνωτής, εναλλάκτης θερμότητας και απορροφητής) λειτουργούν όλα ως εναλλάκτες θερμότητας με συγκεκριμένη αποδοτικότητα.
- Στην εξίσωση Duhring
- Σε βασικές θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου.

3.1.2 Θεωρητικό μοντέλο

Η μοντελοποίηση συνοψίζεται στο σχήμα Εικ. 3.1



Εικ. 3.1. Σχεδιάγραμμα μοντελοποίησης ψυκτικού κύκλου απορρόφησης[76]

Αρχικά, οι εξισώσεις που διέπουν το πρόβλημα είναι:

Η αποδοτικότητα της γεννήτριας και του απορροφητή είναι [77-79]:

$$\varepsilon_g = \frac{T_{go} - T_{gi}}{t_{gi} - T_{gi}} \quad (3.1.1)$$

$$\varepsilon_a = \frac{T_{ai} - T_{ao}}{T_{ai} - t_{ai}} \quad (3.1.2)$$

Για τον εναλλάκτη θερμότητας που παρεμβάλλεται ανάμεσα σε γεννήτρια και απορροφητή και θερμαίνει το πλούσιο σε ψυκτικό υγρό ρεύμα από T_{ao} σε T'_{gi} ενώ ψύχει το φτωχό σε ψυκτικό υγρό ρεύμα από T_{go} σε T'_{ai} ισχύει:

$$\varepsilon_s = \frac{T_{go} - T'_{ai}}{T_{go} - T_{ao}} \quad (3.1.3)$$

Η αποδοτικότητα του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή είναι

$$\varepsilon_c = \frac{t_{co} - t_{ci}}{T_c - t_{ci}} \quad (3.1.4)$$

$$\varepsilon_e = \frac{t_{ei} - t_{eo}}{t_{ei} - T_e} \quad (3.1.5)$$

Η εξίσωση Dühring ορίζει τη σχέση μεταξύ της θερμοκρασίας ισορροπίας του διαλύματος ψυκτικού υγρού-απορροφητή και της θερμοκρασίας δρόσου ως εξής:

$$T = a(x)T^* + b(x) \quad (3.1.6)$$

με $a(x), b(x)$ συναρτήσεις της σύνθεσης του διαλύματος, αφού x είναι η επί τις εκατό (%) κατά μάζα σύσταση του διαλύματος σε διαλύτη-ψυκτικό.

Για το εύρος συγκεντρώσεων μέσα στο οποίο κυμαίνονται συνήθως οι συγκεντρώσεις ενός τέτοιου συστήματος τα a και b μπορούν να προσεγγιστούν ως γραμμικές συναρτήσεις της συγκέντρωσης x . Έτσι, η εξίσωση παίρνει τη μορφή:

$$T = (a_1x + a_0)T^* + (b_1x + b_0) \quad (3.1.7)$$

Όπου τα a_1, a_0, b_1, b_0 είναι σταθερές που εξαρτώνται από το ζεύγος εργασίας.

Αξίζει να σημειωθεί πως η παρακάτω ανάλυση γίνεται για το συνηθέστερο ζεύγος δηλαδή το LiBr-H₂O. Με αντικατάσταση των T_{go}, T_{gi} από την εξίσωση (3.1.7) στην εξίσωση(3.1.1) προκύπτει τελικά

$$x_2 - x_1 = \varepsilon_g \left[\frac{t_{gi} - \left(b_0 - \frac{a_0 b_1}{a_1} \right)}{a_1 T_c + b_1} - \frac{a_0}{a_1} - x_1 \right] \quad (3.1.8)$$

Ενώ με αντικατάσταση των T_{ao}, T_{ai} από την εξίσωση (3.1.7) στην εξίσωση (3.1.2) προκύπτει

$$x_2 - x_1 = \varepsilon_a \left[x_2 \frac{t_{ai} - \left(b_0 - \frac{a_0 b_1}{a_1} \right)}{a_1 T_e + b_1} + \frac{a_0}{a_1} \right] \quad (3.1.9)$$

Η αρχή διατήρησης μάζας στην γεννήτρια διατυπώνεται ως εξής:

$$\dot{m}_s(x_2 - x_1) = \dot{m}_r x_2 \quad (3.1.10)$$

Και η παροχή \dot{m}_r μπορεί να προσεγγιστεί αμελώντας την αισθητή θερμότητα του υπέρθερμου ατμού που εξέρχεται από τη γεννήτρια από την παρακάτω σχέση:

$$\dot{m}_r = \frac{1}{h_c^{fg}} C_c \varepsilon_c (T_c - t_{ci}) \quad (3.1.11)$$

$$C_c = m_{wc} C p_w \quad (3.1.12)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (3.1.9)-(3.1.12) προκύπτει

$$x_2 = -\frac{1}{a_1} \left(\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_c} \right) \left[\frac{\frac{m_s h_c^{fg}}{C_c}}{(T_c - t_{ci} - \left(\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_c} \right) \left(\frac{m_s h_c^{fg}}{C_c} \right))} \cdot \frac{t_{ai} - b_0 + \frac{a_0 b_1}{a_1}}{T_e + \frac{b_1}{a_1}} - a_0 \right] \quad (3.1.13)$$

Και με απαλοιφή του x_1 από τις εξισώσεις (3.1.8) και (3.1.9) προκύπτει

$$x_2 = \frac{\frac{1 - \varepsilon_g}{a_1}}{1 - (1 - \varepsilon_g)(1 - \varepsilon_a)} \left[\left(\frac{\varepsilon_g}{1 - \varepsilon_g} \right) \cdot \left(\frac{t_{gi} - b_0 + \frac{a_0 b_1}{a_1}}{T_c + \frac{b_1}{a_1}} - a_0 \right) + \varepsilon_a \left(\frac{t_{ai} - b_0 + \frac{a_0 b_1}{a_1}}{T_e + \frac{b_1}{a_1}} - a_0 \right) \right] \quad (3.1.14)$$

Εξισώνοντας τις (3.1.13) και (3.1.14) προκύπτει μια εξίσωση της μορφής

$$f(T_c, T_e) = 0 \quad (3.1.15)$$

Μια ακόμη εξίσωση που συνδέει τα T_c, T_e προκύπτει από την αρχή διατήρησης μάζας στον ατμοποιητή. Συγκεκριμένα πρέπει ο ρυθμός ροής του υγρού ψυκτικού μέσου κάτω από τη βαλβίδα εκτόνωσης ψυκτικού να είναι ίσος με εκείνο που ατμοποιείται στον ατμοποιητή.

$$\frac{1}{h_c^{fg}} C_c \varepsilon_c (T_c - t_{ci}) \left[1 - \frac{C_p}{h_e^{fg}} (T_c - T_e) \right] = \frac{1}{h_e^{fg}} C_e \varepsilon_e (t_{ei} - T_e) \quad (3.1.16)$$

$$C_e = m_{we} C p_w \quad (3.1.17)$$

Η εξίσωση (3.1.16) απλοποιείται με την παραδοχή ότι $h_c^{fg} \approx h_e^{fg}$ και $C_p(T_c - T_e) \ll h_e^{fg}$ για ένα ψυκτικό που λειτουργεί σε χαμηλές πιέσεις και δίνει

$$T_e = t_{ei} - \frac{C_c \varepsilon_c}{C_e \varepsilon_e} (T_c - t_{ci}) \quad (3.1.18)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (3.1.15) και (3.1.18) προκύπτει τελικά:

$$\frac{D}{T_c + A} + \frac{E}{T_c + B} + \frac{F}{T_c + C} = G \quad (3.1.19)$$

Όπου οι σταθερές παίρνουν τιμές :

$$A = -t_{ci} - \left(\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_c}\right) \frac{\dot{m}_s h_c^{fg}}{C_c} \quad (3.1.20)$$

$$B = \frac{b_1}{a_1} \quad (3.1.21)$$

$$C = -t_{ci} - \frac{C_e \varepsilon_e}{C_c \varepsilon_c} \left(t_{ei} + \frac{b_1}{a_1}\right) \quad (3.1.22)$$

$$D = -\left(\frac{1}{1 - \varepsilon_g} - 1 + \varepsilon_a\right) \left(\frac{C_e}{C_c}\right) \left(\frac{t_{ai} - \left(b_0 - \frac{a_0 b_1}{a_1}\right)}{\left(1 - \frac{C_e}{\dot{m}_s h_c^{fg}} \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_a} \left(t_{ei} + \frac{b_1}{a_1}\right)\right)} + a_0 \left(\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_c}\right) \frac{\dot{m}_s h_c^{fg}}{C_e}\right) \quad (3.1.23)$$

$$E = \frac{\varepsilon_g}{1 - \varepsilon_g} \left(t_{gi} - \left(b_0 - \frac{a_0 b_1}{a_1}\right)\right) \quad (3.1.24)$$

$$F = -\frac{C_e \varepsilon_e}{C_c \varepsilon_c} \left(\varepsilon_a - \frac{\frac{1}{1 - \varepsilon_g} - 1 + \varepsilon_a}{1 - \frac{C_e}{\dot{m}_s h_c^{fg}} \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_a} \left(t_{ei} + \frac{b_1}{a_1}\right)}\right) \left(t_{ai} - \left(b_0 - \frac{a_0 b_1}{a_1}\right)\right) \quad (3.1.25)$$

$$G = a_0 \left(\frac{\varepsilon_g}{1 - \varepsilon_g} + \varepsilon_a\right) \quad (3.1.26)$$

Η εξίσωση (3.1.19) μπορεί να γραφτεί και στη μορφή:

$$T_c^3 + c_1 T_c^2 + c_2 T_c + c_3 = 0 \quad (3.1.27)$$

Όπου:

$$c_1 = A + B + C - \frac{D + E + F}{G} \quad (3.1.28)$$

$$c_2 = AB + AC + BC - \frac{D(B + C) + E(A + C) + F(A + B)}{G} \quad (3.1.29)$$

$$c_3 = ABC - \frac{DBC + EAC + FAB}{G} \quad (3.1.30)$$

Οπότε τελικά η λύση της προσδιορίζεται ως εξής:

$$T_c = \frac{v}{3u} - u - \frac{c_1}{3} \quad (3.1.31)$$

Όπου οι σταθερές παίρνουν τιμές:

$$v = c_2 - \frac{c_1^2}{3} \quad (3.1.32)$$

$$w = c_3 + \frac{2c_1^3 - 9c_1 c_2}{27} \quad (3.1.33)$$

$$u = \left(\frac{w}{2} + \left(\frac{w^2}{4} + \frac{v^3}{27} \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.1.34)$$

Μόλις προσδιοριστεί από την (3.1.31) η θερμοκρασία T_c , από την (3.1.18) προσδιορίζεται και η θερμοκρασία T_e . Έπειτα από την εξίσωση (3.1.12) ή (3.1.13) προσδιορίζεται η σύσταση x_2 και από την (3.1.8) ή (3.1.9) η x_1 . Με γνωστά πλέον τα x_1, x_2 είναι δυνατό να υπολογιστούν τα $T_{gi}, T_{ao}, T_{go}, T_{ai}$ γνωρίζοντας και τις δύο πιέσεις του κυκλώματος.

Συγκεκριμένα η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσα στο διάλυμα υπολογίζεται :

$$T_r = - \frac{2E}{D + (D^2 - 4E(C - \log_{10} P))^{0.5}} \quad (3.1.35)$$

Έπειτα, η θερμοκρασία του διαλύματος υπολογίζεται:

$$\theta(^{\circ}C) = \sum_0^3 B_n x^n + \theta_r(^{\circ}C) \sum_0^3 A_n x^n \quad (3.1.36)$$

Όπου οι σταθερές παίρνουν τιμές σύμφωνα με τον Πιν. 3.1

Πιν. 3.1. Συντελεστές των εξισώσεων (1.22)-(1.23) για το ζεύγος LiBr-H₂O [80]

	Τιμή		Τιμή		Τιμή		Τιμή
A₀	-2.00755	A₁	0.16976	A₂	-3.133362·10 ⁻³	A₃	1.97668·10 ⁻⁵
B₀	124.937	B₁	-7.71649	B₂	0.152286	B₃	-7.95090·10 ⁻⁴
C	7.05	D	-1596.49	E	-104095.5		

Η παροχή μάζας ψυκτικού \dot{m}_r υπολογίζεται από την (1.10) και η θερμοκρασία T'_{ai} στην είσοδο του απορροφητή από την (3.1.3).

Πλέον υπολογίζεται η παροχή μεταφοράς θερμότητας στον εναλλάκτη διαλύματος:

$$\dot{Q}_s = (\dot{m}_s - \dot{m}_r)Cp_{x_2}(T_{go} - T'_{ai}) \quad (3.1.37)$$

Έτσι λαμβάνεται και η θερμοκρασία T'_{gi} στην είσοδο της γεννήτριας

$$T'_{gi} = T_{ao} + \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}_s Cp_{x_1}} \quad (3.1.38)$$

Οι τιμές της θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση Cp_{x_1}, Cp_{x_2} για το διάλυμα LiBr-H₂O υπολογίστηκαν βάσει μοντέλου της Ashrae [80].

Η παροχή θερμότητας στη γεννήτρια υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_s Cp_{x_1}(T_{go} - T'_{gi}) + \dot{m}_r \left(\bar{a}_g h_c^{fg} + Cp_r^v * (T_{ci}^v - T_{go}) \right) \quad (3.1.39)$$

Όπου

$$\bar{a}_g = \left(\frac{T_{gi} + T_{go}}{2T_c} \right)^2 \frac{1}{a_1 \frac{x_1 + x_2}{2} + a_0} \quad (3.1.40)$$

Παρόμοια, η παροχή θερμότητας στον απορροφητή υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_a = & \dot{m}_s Cp_{x_1}(T'_{ai} - T_{ao}) \\ & + \dot{m}_r \left(\bar{a}_a h_e^{fg} + Cp_r^v * (T_e - T_{ao}) \right. \\ & \left. - Cp_{x_2}(T'_{ai} - T_{ai}) \right) \end{aligned} \quad (3.1.41)$$

Όπου

$$\bar{a}_a = \left(\frac{T_{ai} + T_{ao}}{2T_e} \right)^2 \frac{1}{a_1 \frac{x_1 + x_2}{2} + a_0} \quad (3.1.42)$$

Αξίζει να σημειωθεί πως το μέγιστο σφάλμα των εξισώσεων (3.1.39),(3.1.41) για το σύστημα LiBr-H₂O είναι 1% όταν $6 < \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_r} < 60$, $0.5 < x < 0.7$, $5^\circ\text{C} < \theta^* < 50^\circ\text{C}$ [81].

Τέλος, οι παροχές θερμότητας στον συμπυκνωτή και στον ατμοποιητή υπολογίζονται από τις εξισώσεις (3.1.43),(3.1.44) αντίστοιχα:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r \left(h_c^{fg} + C p_r^v * (T_{ci}^v - T_c) \right) \quad (3.1.43)$$

$$\dot{Q}_e = m r * (H e + c l p x * (T_c - T_e)) \quad (3.1.44)$$

3.1.3 Επικύρωση θεωρητικού μοντέλου- Αποτελέσματα- Αξιολόγηση

Αρχικά, τα χαρακτηριστικά του ψύκτη απορρόφησης συνοψίζονται στον Πιν. 3.2.

Πιν. 3.2. Χαρακτηριστικά του ψύκτη απορρόφησης

Τμήμα	Δευτερεύον μέσο (νερό)		
	Αποδοτικότητα ϵ	Παροχή μάζας $\left(\frac{kg}{s}\right)$	Θερμοκρασία εισόδου $\theta_i (^{\circ}C)$
Γεννήτρια	0.5	\dot{m}	70-100
Απορροφητής	0.5	\dot{m}	30-35
Συμπυκνωτής	0.5	1.5 \dot{m}	30-35
Ατμοποιητής	0.5	\dot{m}	7.5-15
Εναλλάκτης θερμότητας	0.8	-	-

Όπου η παροχή μάζας \dot{m} προσδιορίζεται από την απαιτούμενη ωφέλιμη ισχύ για κάθε εφαρμογή.

Επιπλέον λαμβάνεται: $\dot{m}_s = 0.0556 \cdot \dot{m} \frac{kg}{s}$

Για τον υπολογισμό των ειδικών θερμοχωρητικοτήτων υπό σταθερή πίεση C_p που εμφανίζονται στις εξισώσεις χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα από τη βιβλιοθήκη Coolprop[73].

Οι σταθερές για το ζεύγος LiBr-H₂O είναι [82] : $a_1 = 0.538$, $a_0 = 0.845$, $b_1 = 48.1$, $b_0 = -35.6$.

Χρησιμοποιήθηκαν τρεις βασικοί δείκτες αποτελεσματικότητας για το σύστημα: ο συντελεστής συμπεριφοράς COP , η ωφέλιμη ισχύς (ψυκτική ισχύς Q_e για ψύξη και θερμική ισχύς Q_c για θέρμανση) και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να ορισθούν οι έννοιες του συντελεστή συμπεριφοράς COP_c και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Ο συντελεστής συμπεριφοράς COP_c είναι ο συντελεστής συμπεριφοράς COP του αντίστοιχου κύκλου Carnot ,δηλαδή του κύκλου Carnot που λειτουργεί στις ίδιες πιέσεις και θερμοκρασίες με τον εκάστοτε υπό εξέταση κύκλο.

Για τη λειτουργία ψύξης σε σύστημα απορρόφησης ο συντελεστής συμπεριφοράς COP_c δίνεται από την εξίσωση (3.1.45)

$$COP_{C_{refrigeration}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_g}\right) \cdot \left(\frac{T_e}{T_c - T_e}\right) \quad (3.1.45)$$

Ενώ για τη λειτουργία θέρμανσης δίνεται από την εξίσωση (3.1.46)

$$COP_{C_{heat}} = 1 + COP_{C_{refrigeration}} \quad (3.1.46)$$

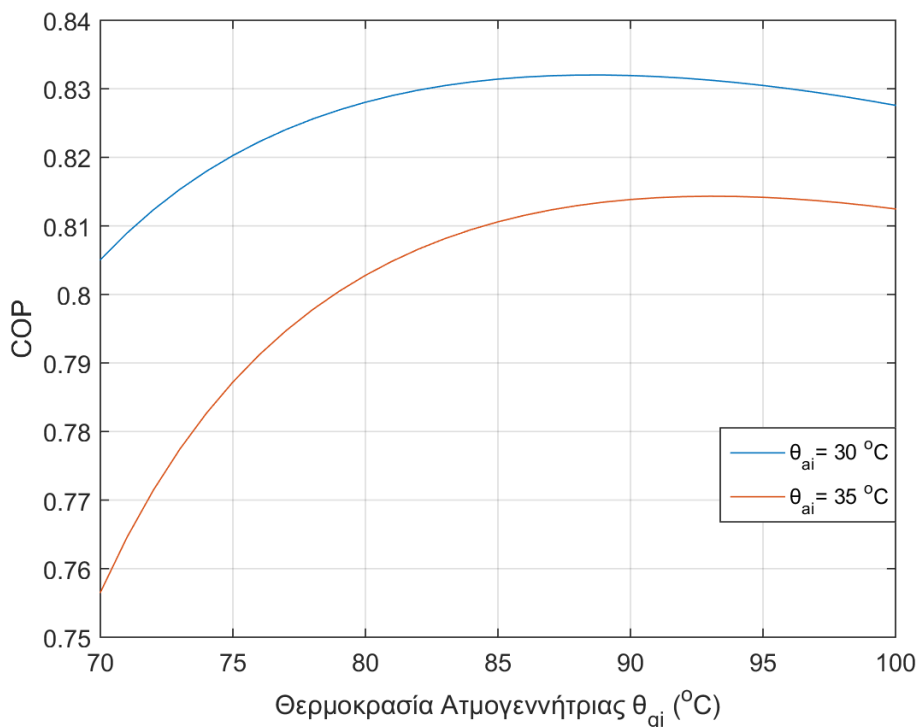
Όσον αφορά τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, πρόκειται για τον λόγο της εξερχόμενης εξέργειας από το εξεταζόμενο σύστημα προς την εισερχόμενη εξέργεια στο σύστημα αυτό. Ως εξέργεια ορίζεται το μέγιστο έργο που θα μπορούσε να παραχθεί από ένα σύστημα, εάν αυτό ερχόταν σε πλήρη θερμοδυναμική ισορροπία με το περιβάλλον του. Για την πληρέστερη κατανόηση του όρου μπορεί να ειπωθεί πως η εξέργεια είναι ένα λογιστικό μέγεθος, νεο-εισερχόμενο στην επιστήμη, το οποίο αντιμετωπίζει την ενέργεια όχι μόνο από ποσοτική πλευρά αλλά και από ποιοτική. Στην ουσία η εξέργεια σχετίζεται με την έννοια της εντροπίας. Στόχος της εξεργειακής ανάλυσης είναι η ελαχιστοποίηση του ρυθμού αύξησης της εντροπίας.

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος απορρόφησης ορίζεται και για ψύξη και για θέρμανση ως:

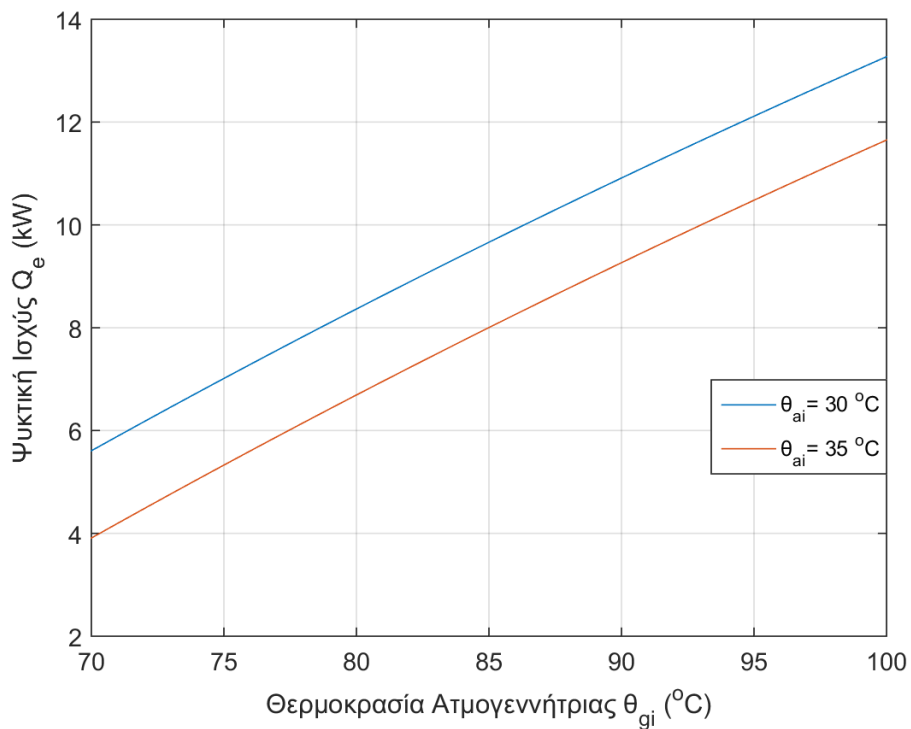
$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_c} \quad (3.1.47)$$

Με βάση τα παραπάνω δημιουργήθηκε κώδικας στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB και παρουσιάζονται ενδεικτικά κάποια από τα αποτελέσματα που εξήχθησαν:

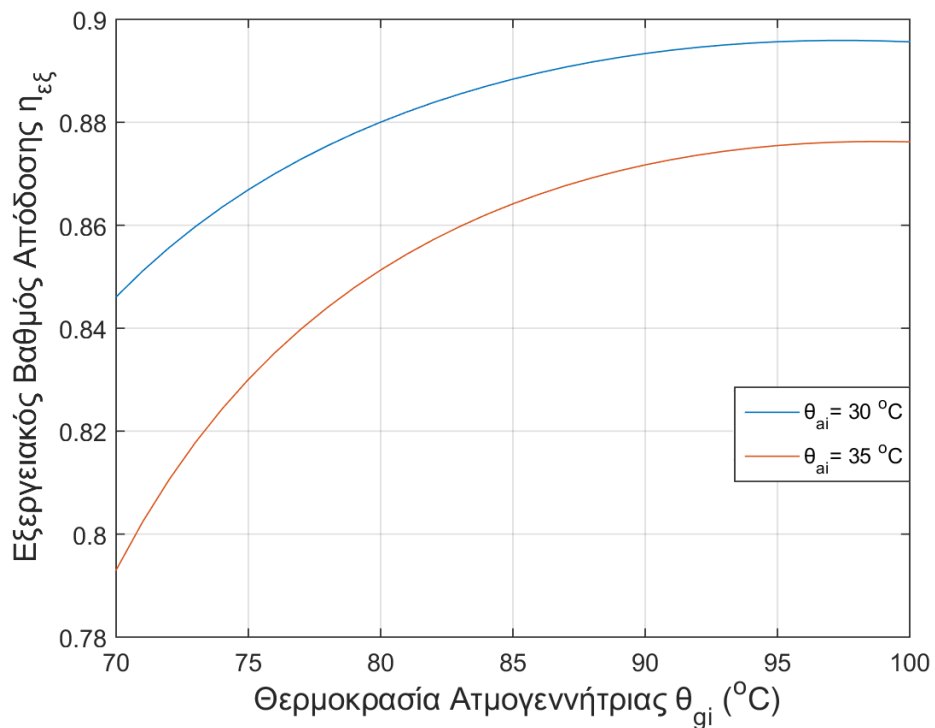
Για την περίπτωση ψύξης:



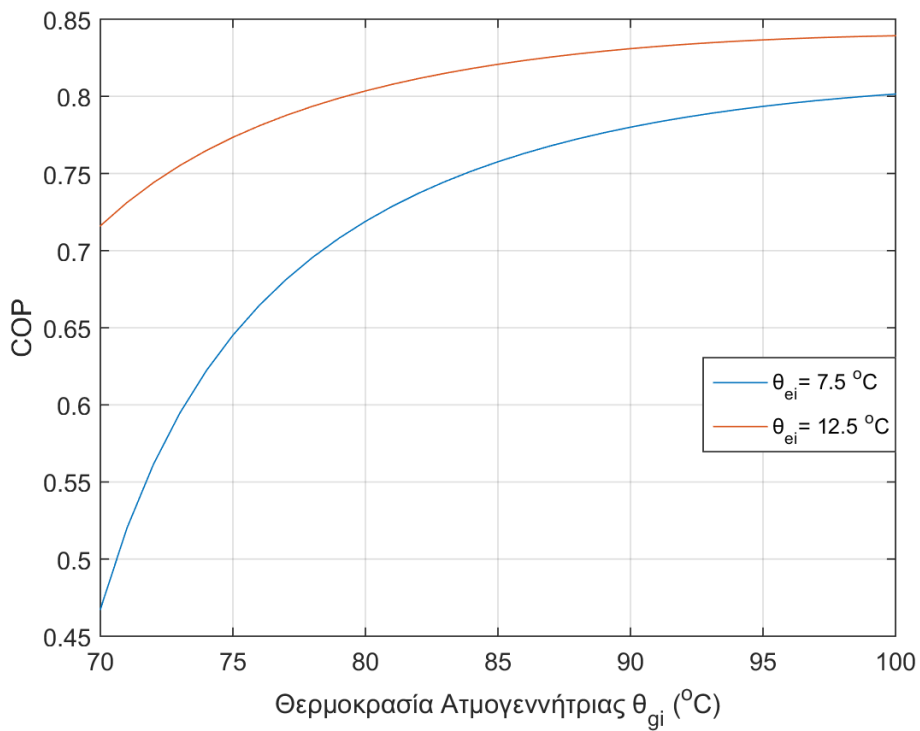
Εικ. 3.2. Διάγραμμα COP – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30, 35$ °C, $\theta_{ei} = 15$ °C, $\theta_{ci} = 35$ °C .



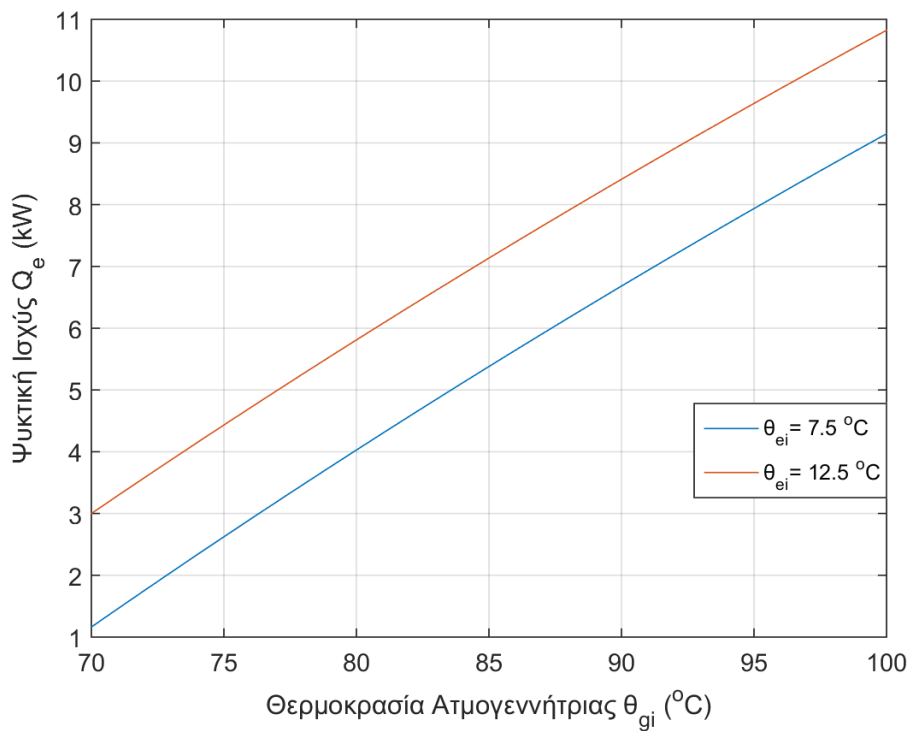
Εικ. 3.3. Διάγραμμα ψυκτικής ισχύος Q_e – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35^{\circ}C, \theta_{ei} = 15^{\circ}C, \theta_{ci} = 35^{\circ}C$.



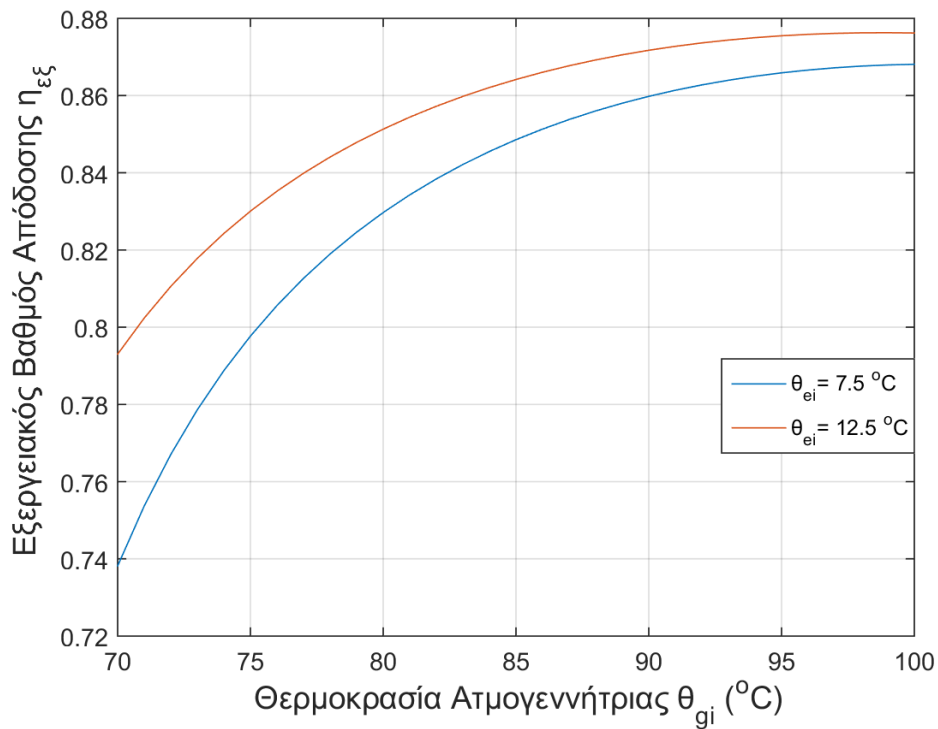
Εικ. 3.4. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{εξ}$ – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35^{\circ}C, \theta_{ei} = 15^{\circ}C, \theta_{ci} = 35^{\circ}C$.



Εικ. 3.5. Διάγραμμα COP – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7.5, 12.5^\circ\text{C}$, $\theta_{ai} = 35^\circ\text{C}$, $\theta_{ci} = 35^\circ\text{C}$.

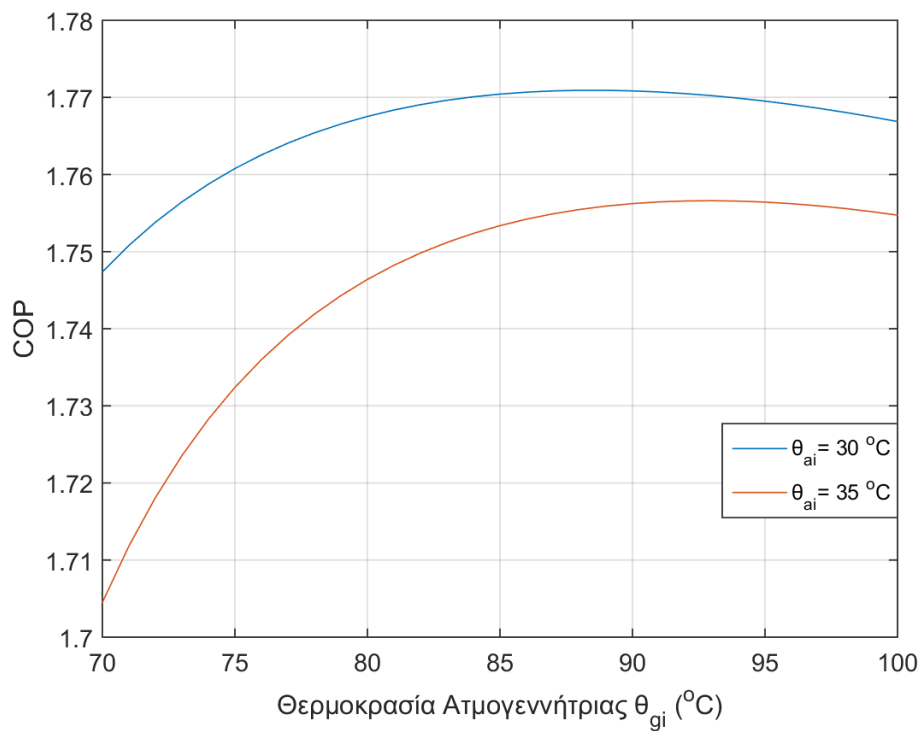


Εικ. 3.6. Διάγραμμα ψυκτικής ισχύος Q_e – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7.5, 12.5^\circ\text{C}$, $\theta_{ai} = 35^\circ\text{C}$, $\theta_{ci} = 35^\circ\text{C}$.

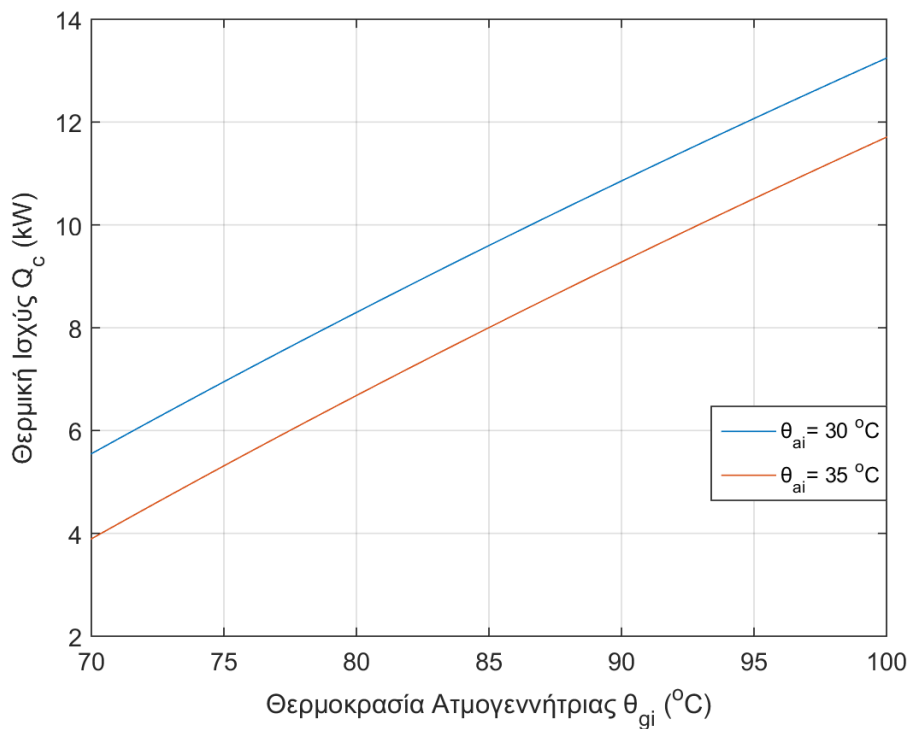


Εικ. 3.7. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7.5, 12.5^{\circ}C$, $\theta_{ai} = 35^{\circ}C$, $\theta_{ci} = 35^{\circ}C$.

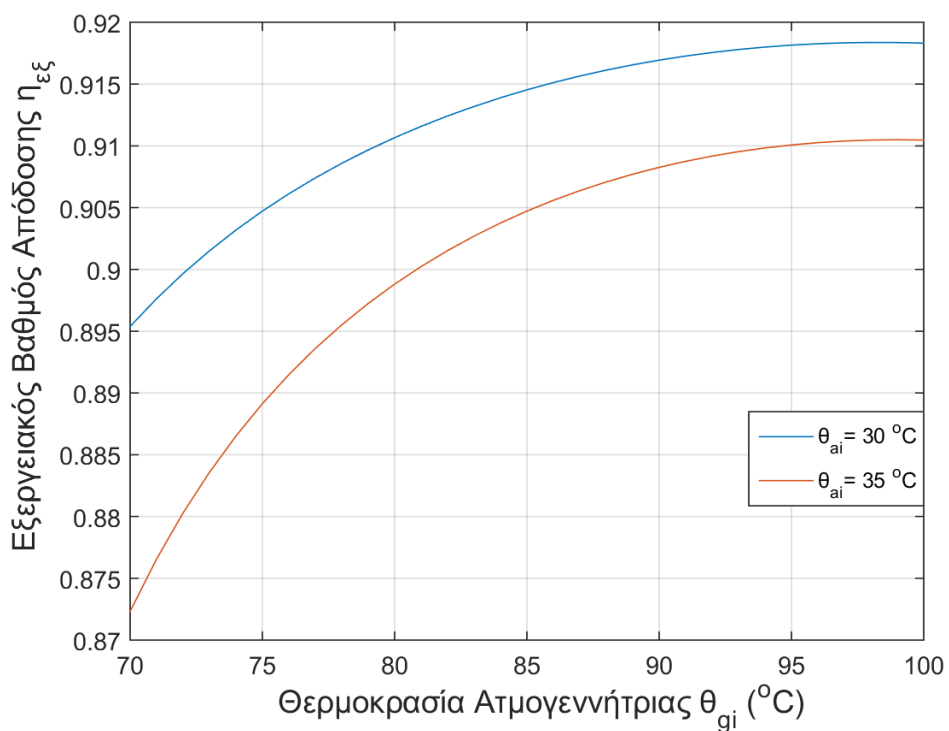
Για την περίπτωση θέρμανσης:



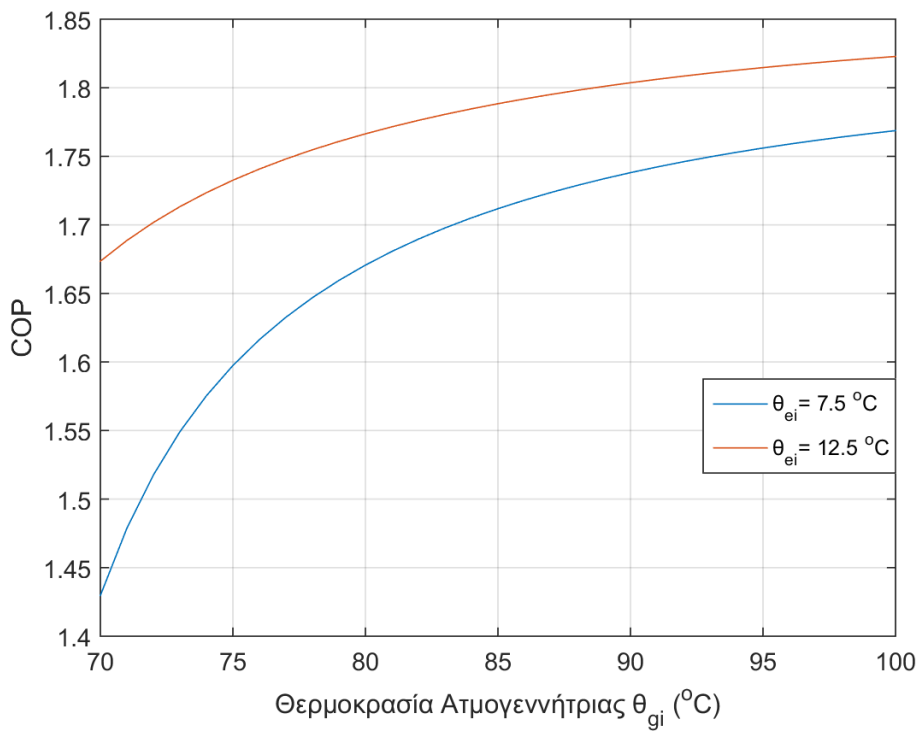
Εικ. 3.8. Διάγραμμα COP – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30, 35^{\circ}C$, $\theta_{ei} = 15^{\circ}C$, $\theta_{ci} = 35^{\circ}C$.



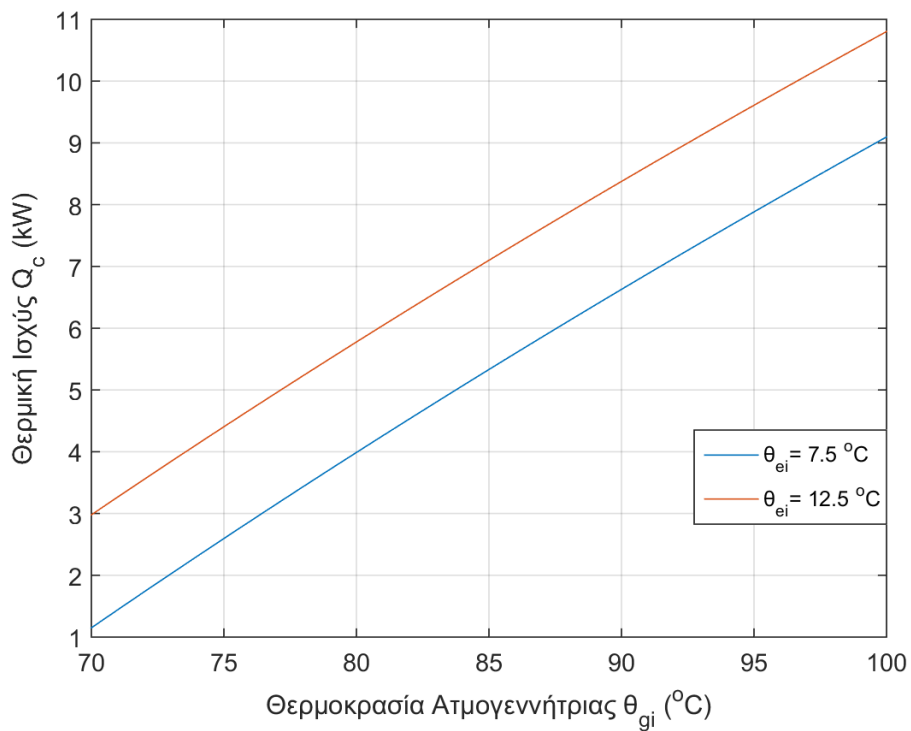
Εικ. 3.9. Διάγραμμα θερμικής ισχύος Q_c – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35^\circ\text{C}$, $\theta_{ei} = 15^\circ\text{C}$, $\theta_{ci} = 35^\circ\text{C}$.



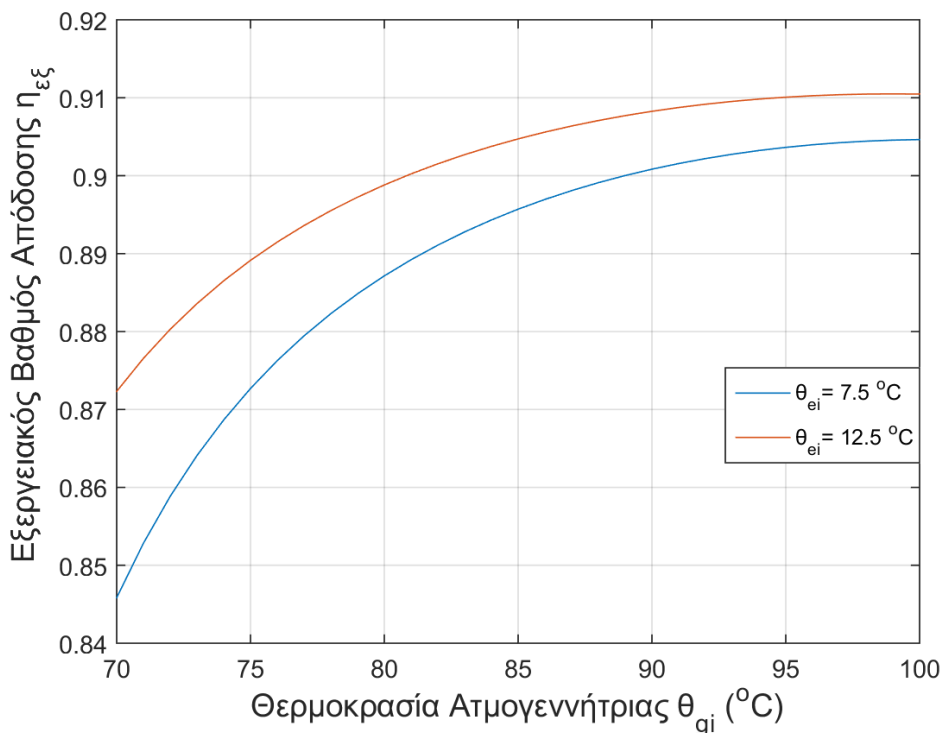
Εικ. 3.10. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ai} = 30,35^\circ\text{C}$, $\theta_{ei} = 15^\circ\text{C}$, $\theta_{ci} = 35^\circ\text{C}$.



Εικ. 3.11. Διάγραμμα COP – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7.5, 12.5^\circ\text{C}$, $\theta_{ai} = 35^\circ\text{C}$, $\theta_{ci} = 35^\circ\text{C}$.



Εικ. 3.12. Διάγραμμα θερμικής ισχύος Q_c – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7.5, 12.5^\circ\text{C}$, $\theta_{ai} = 35^\circ\text{C}$, $\theta_{ci} = 35^\circ\text{C}$.



Εικ. 3.13. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{\epsilon\xi}$ – θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} για $\theta_{ei} = 7.5, 12.5$ °C, $\theta_{ai} = 35$ °C, $\theta_{ci} = 35$ °C.

Σχολιασμός - Συμπεράσματα:

Για τη λειτουργία ψύξης:

Αρχικά αξίζει να σημειωθεί ότι οι τιμές του COP που παρουσιάζονται σε όλα τα διαγράμματα βρίσκονται εντός των αναμενόμενων ορίων για τους ψύκτες απορρόφησης LiBr-H₂O [83].

Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα των Εικ. 3.2, Εικ. 3.3, όταν αυξάνεται η θερμοκρασία του απορροφητή, μειώνεται η ψυκτική ισχύς και ο COP του συστήματος. Από την άλλη πλευρά, φαίνεται από τα διαγράμματα των Εικ. 3.5, Εικ. 3.6, όπως αναμενόταν [83], ότι ο COP και η ψυκτική ισχύς αυξάνονται, καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία του ατμοποιητή.

Από τα διαγράμματα των Εικ. 3.2, Εικ. 3.5 παρατηρείται πάλι όπως αναμενόταν [83] ότι ο COP εν γένει αυξάνεται με αύξηση της θερμοκρασίας της γεννήτριας. Η αύξηση αυτή είναι αρχικά απότομη, ενώ στην συνέχεια ελαττώνεται, μέχρι που φτάνει μία μέγιστη τιμή και έπειτα υπάρχει μικρή μείωση του COP . Υπάρχει, δηλαδή, μια συγκεκριμένη τιμή θερμοκρασίας γεννήτριας με δεδομένες όλες τις υπόλοιπες θερμοκρασίες του συστήματος, για την οποία λαμβάνεται μέγιστος COP . Αυτό συμβαίνει για τον εξής λόγο: Ο COP εξαρτάται από την θερμοχωρητικότητα του ψυκτικού μέσου. Αρχικά, με αύξηση της θερμοκρασίας της γεννήτριας επιτυγχάνεται καλύτερος διαχωρισμός του LiBr-H₂O. Έτσι η θερμοχωρητικότητα του ψυκτικού αυξάνεται. Έπειτα από κάποιο σημείο η αύξηση αυτή ελαχιστοποιείται άρα και ο COP ακολουθεί αντιστοίχως. Τέλος, με περαιτέρω αύξηση της

θερμοκρασίας της γεννήτριας ο COP αρχίζει να μειώνεται εξαιτίας της κρυσταλλοποίησης του $LiBr$.

Ενδεικτικά, για το διάγραμμα της *Εικ. 3.2* η μέγιστη αυτή τιμή COP λαμβάνεται για $\theta_{gi} = 88 - 90^{\circ}C$, όταν $\theta_{ai} = 30^{\circ}C$ ενώ για $\theta_{gi} = 92 - 94^{\circ}C$ όταν $\theta_{ai} = 35^{\circ}C$. Έχουμε δηλαδή μετατόπιση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας με αύξηση του θ_{ai} σε μεγαλύτερες τιμές θ_{gi} . Στο διάγραμμα της *Εικ. 3.5* παρουσιάζεται περαιτέρω μετατόπιση του μεγίστου με την μείωση της θερμοκρασίας ατμοποίησης.

Όπως φαίνεται στα διαγράμματα των *Εικ. 3.3*, *Εικ. 3.6*, με αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου νερού στη γεννήτρια θ_{gi} αυξάνεται η ψυκτική ισχύς Q_e . Αυτό συμβαίνει διότι αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου συνεπάγεται αύξηση προσδιδόμενης ενέργειας στο σύστημα, οπότε και η παραγόμενη ενέργεια θα αυξηθεί.

Τέλος, από τα διαγράμματα των *Εικ. 3.4*, *Εικ. 3.7* παρατηρείται ότι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνεται εν γένει με την αύξηση της θερμοκρασίας της ατμογεννήτριας, στην αρχή γρηγορότερα και έπειτα αρκετά πιο αργά.

Για τη λειτουργίας θέρμανσης ισχύουν ακριβώς τα όσα αναφέρθηκαν παραπάνω σε σχέση με την μορφή των καμπυλών. Ο συντελεστής COP θέρμανσης είναι αυξημένος σε σχέση με τον αντίστοιχο της ψύξης κατά μία περίπου μονάδα. Η ισχύς του συμπυκνωτή είναι κατάτι μεγαλύτερη από του ατμοποιητή, ενώ και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι ελάχιστα μεγαλύτερος.

3.2. Σύστημα προσρόφησης

Στο παρόν χωρίο μοντελοποιείται το σύστημα προσρόφησης, που αναφέρθηκε στην εισαγωγή. Συγκεκριμένα μελετήθηκε ο ψύκτης προσρόφησης *ecoo 2.0* της εταιρίας *SorTech*. Πρόκειται για ψύκτη δύο κλινών (οι οποίες κλίνες λειτουργούν με διαφορά φάσης μισού κύκλου όπως ακριβώς περιγράφηκε στην εισαγωγή) ο οποίος λειτουργεί με το ζεύγος εργασίας προσροφητή – ψυκτικού το $Silica\ gel - \text{Νερό}$.



Εικ. 3.14. Ψύκτης προσρόφησης ecoo 2.0 της εταιρίας SorTech.

Τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του ψύκτη esoo 2.0 συνοψίζονται στον παρακάτω πίνακα[84]:

Πιν. 3.3. Βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του ψύκτη esoo 2.0.

Εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας	
Θερμοκρασία θερμού νερού	50 – 95 °C
Θερμοκρασία επαναψυχόμενου νερού	22 – 50 °C
Θερμοκρασία ψυχρού νερού	5 – 21 °C
Επιδόσεις	
Ψυκτική ισχύς	~ 16kW
Θερμική ισχύς	~ 50kW
Παροχή όγκου θερμού νερού	1,600 – 2,500 l/h
Παροχή όγκου ψυχόμενου νερού	2,000 – 2,900 l/h
Γεωμετρία	
Διαστάσεις	800 x 620 x 1732 mm
Απαιτούμενος χώρος	0.5 m ²
Βάρος	357 kg

Περισσότερες πληροφορίες αναγράφονται στο φυλλάδιο επιδόσεων του ψύκτη (Performance data) [84] .

Για την μοντελοποίηση του ψύκτη προσρόφησης επιλέχθηκαν αρχικά τα εξής εύρη θερμοκρασιών: για το θερμό νερό 60 – 95 °C με βήμα 2.5°C , για το επαναψυχόμενο νερό 25 – 50 °C με βήμα 2.5°C , για το ψυχρό νερό 5 – 15 °C με βήμα 1°C . Με χρήση κατάλληλου λογισμικού μοντελοποίησης του ψύκτη, το οποίο έχει εισφερθεί στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ, εξήχθησαν τα αντίστοιχα COP για όλους τους παραπάνω δυνατούς συνδυασμούς θερμοκρασιών λειτουργίας τόσο για τη διαδικασία της ψύξης όσο και για τη διαδικασία της θέρμανσης .

Ενδεικτικά παρουσιάζεται παρακάτω ο συντελεστής COP, για τη διεργασία της ψύξης, για θερμοκρασία θερμού νερού 85 °C ,για τις αντίστοιχες θερμοκρασίες επαναψυχόμενου και ψυχρού νερού .

Πιν. 3.4. Συντελεστής COP, για τη διεργασία της ψύξης, για θερμοκρασία θερμού νερού 85 °C ,για τις αντίστοιχες θερμοκρασίες επαναψυχόμενου και ψυχρού νερού .

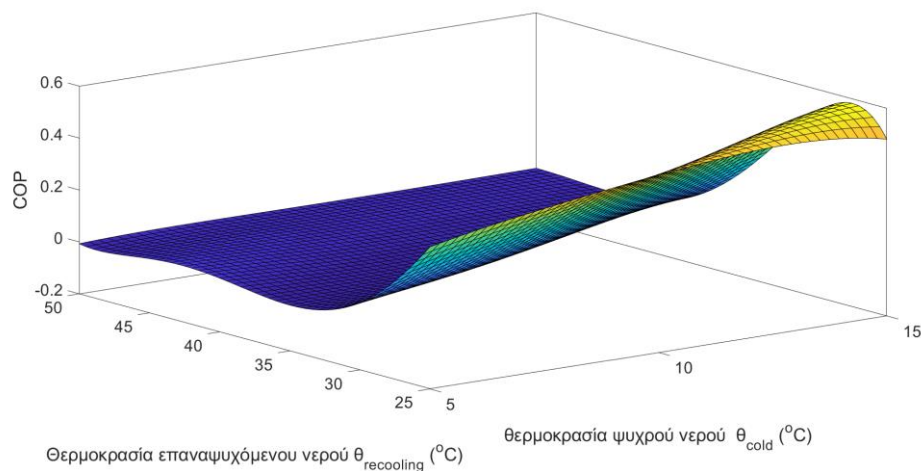
		$\theta_{hot} = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$											
		$\theta_{cold} \text{ }^{\circ}\text{C}$											
		25	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\theta_{cooling} \text{ }^{\circ}\text{C}$	25	COP	0.33	0.35	0.38	0.40	0.43	0.46	0.47	0.49	0.51	0.52	0.54
			1	7	3	9	5	1	7	3		7	4
	27.5	COP	0.23	0.26	0.30	0.33	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.50	0.52
			2	7	2	7	3	8	9		2	4	7
	30	COP	0.09	0.14	0.18	0.23	0.28	0.32	0.37	0.40	0.43	0.45	0.48
			7	3	9	4		6	2	4	2	9	7
	32.5	COP	0.09	0.14	0.18	0.23	0.28	0.32	0.37	0.40	0.43	0.45	0.48
			7	3	9	4		6	2	4	2	9	7
			5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

COP	0	0	0.04	0.09	0.15	0.21	0.27	0.32	0.35	0.39	0.42
			2	9	7	4	1	5	9	3	6
35	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
COP	0	0	0	0	0.00	0.07	0.14	0.21	0.26	0.30	0.34
					2	2	2	2	2	4	4
37.5	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
COP	0	0	0	0	0	0	0	0.06	0.14	0.19	0.24
								7	3	2	1
40	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
COP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05	0.11
										7	4
42.5	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
COP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
45	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
COP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
47.5	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
COP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
50	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
COP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

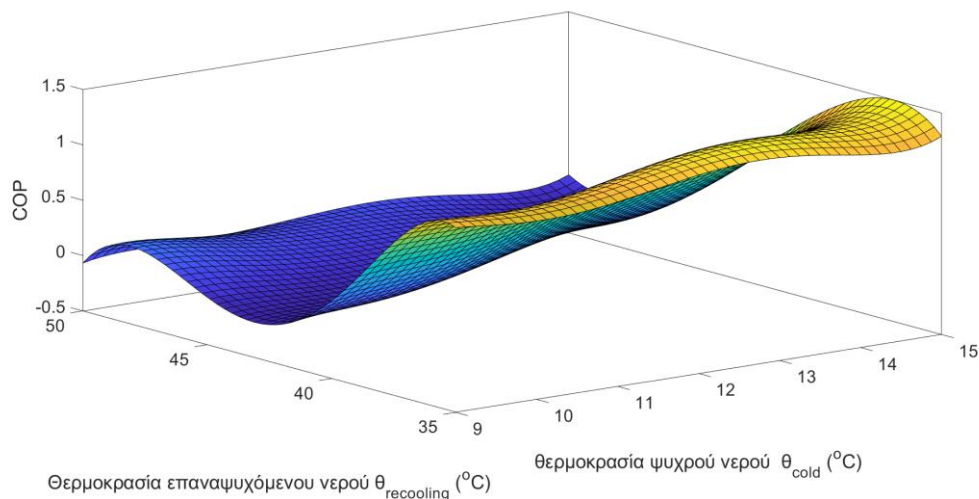
Με βάση τα παραπάνω δημιουργήθηκε κώδικας στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB με σκοπό τη δημιουργία κατάλληλου μοντέλου προσέγγισης του μεγέθους COP.

Σύμφωνα με το μοντέλο αυτό είναι δυνατός, σε πρώτη φάση, ο προσδιορισμός του COP, τόσο για τη διαδικασία της ψύξης όσο και για τη διαδικασία της θέρμανσης, για οποιοδήποτε συνδυασμό θερμοκρασιών μεταξύ των ευρών: για το επαναψυχόμενο νερό 25 – 40 °C, για το ψυχρό νερό 5 – 15 °C, για οποιαδήποτε θερμοκρασία θερμού νερού εκ των 60, 62.5, 65, 67.5, 70, 72.5, 75, 77.5, 80, 82.5, 85, 87.5, 90, 92.5, 95 °C.

Παρακάτω παρουσιάζονται ενδεικτικά δύο διαγράμματα προσέγγισης για τη λειτουργία ψύξης και για τη λειτουργία θέρμανσης.



Εικ. 3.15. Διάγραμμα προσέγγισης COP σε λειτουργία ψύξης σε θερμοκρασία θερμού νερού $\theta_{hot} = 70^{\circ}C$ για θερμοκρασίες ψυχρού νερού $\theta_{cold} = 5 - 15^{\circ}C$ και επαναψυχόμενου νερού $\theta_{recooling} = 25 - 50^{\circ}C$.



Εικ. 3.16. Διάγραμμα προσέγγισης COP σε λειτουργία θέρμανσης σε θερμοκρασία θερμού νερού $\theta_{hot} = 95^{\circ}C$ για θερμοκρασίες ψυχρού νερού $\theta_{cold} = 9 - 15^{\circ}C$ και επαναψυχόμενου νερού $\theta_{recooling} = 35 - 50^{\circ}C$.

Σημείωση: Για τη διεργασία της θέρμανσης αγνοήθηκαν οι θερμοκρασίες ψυχρού νερού $\theta_{cold} = 5 - 8^{\circ}C$ και επαναψυχόμενου νερού $\theta_{recooling} = 25 - 32.5^{\circ}C$. Αυτό έγινε, διότι για τα συγκεκριμένα ζεύγη θερμοκρασιών το σύστημα βρισκόταν εκτός των ορίων λειτουργίας του (COP=0), οπότε αγνοώντας τα επιτεύχθηκε καλύτερη προσέγγιση στις τιμές θερμοκρασιών στις οποίες λειτουργούσε το σύστημα.

Σε δεύτερη φάση, για τη προσέγγιση του COP ενδιάμεσων σημείων από τις προαναφερόμενες θερμοκρασίες θερμού νερού ακολουθήθηκε η εξής διαδικασία:

- Αρχικά, προσδιορίζεται το εύρος τιμών δειγματοληψίας μέσα στο οποίο βρίσκεται η εκάστοτε ενδιάμεση θερμοκρασία θερμού νερού θ_{hot} .
- Για τις ακραίες τιμές θ_{hot} του εύρους τιμών υπολογίζεται ξεχωριστά για κάθε μία ο συντελεστής COP, όπως περιγράφηκε στην πρώτη φάση.
- Με χρήση γραμμικής παρεμβολής μεταξύ των τιμών COP που προέκυψαν για τις εκάστοτε ακραίες τιμές θ_{hot} του εύρους, υπολογίζεται τελικά ο ζητούμενος συντελεστής COP της ενδιάμεσης θερμοκρασίας θερμού νερού.

Συνεπώς, είναι τελικά δυνατός ο προσδιορισμός του COP, τόσο για τη διαδικασία της ψύξης όσο και για τη διαδικασία της θέρμανσης, για οποιοδήποτε συνδυασμό θερμοκρασιών μεταξύ των ευρών: για το θερμό νερό $60 - 95^{\circ}C$, για το επαναψυχόμενο νερό $25 - 40^{\circ}C$, για το ψυχρό νερό $5 - 15^{\circ}C$.

Αφού πλέον έχει υπολογιστεί ο COP δύναται να υπολογιστεί το ποσό θερμότητας που χρειάζεται, ώστε ο ψύκτης να παράγει την επιθυμητή ισχύ για την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών της εκάστοτε εφαρμογής.

Έτσι ακριβώς επιλέγεται και ο τελικός ψύκτης που θα χρησιμοποιηθεί, ο οποίος πρόκειται απλά για επαλληλία των ψυκτών ecoo 2.0.

Τέλος, κατά αντιστοιχία με το σύστημα απορρόφησης, υπολογίζεται ο συντελεστής συμπεριφοράς COP_c δηλαδή ο συντελεστής συμπεριφοράς COP του αντίστοιχου κύκλου Carnot και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος.

Για τη λειτουργία ψύξης με προσρόφηση δίνεται από την εξίσωση (3.2.1)

$$COP_{C_{refrigeration}} = \frac{T_{cold}(T_{hot} - T_{recooling})}{T_{hot}(T_{recooling} - T_{cold})} \quad (3.2.1)$$

Ενώ για τη λειτουργία θέρμανσης δίνεται από την εξίσωση (3.2.2)

$$COP_{C_{heat}} = 1 + COP_{C_{refrigeration}} \quad (3.2.2)$$

Τέλος ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ορίζεται και για ψύξη και για θέρμανση ως:

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_c} \quad (3.2.3)$$

3.3. Σύστημα μηχανικής συμπίεσης

Στο παρόν χωρίο μοντελοποιείται το σύστημα μηχανικής συμπίεσης, που αναφέρθηκε στην εισαγωγή. Επιλέγεται κατάλληλος συμπιεστής και εργαζόμενο μέσο, επιλέγονται οι πιέσεις στις οποίες λειτουργεί ο κύκλος και μελετάται η λειτουργία σε μερικό φορτίο, αφού πρώτα έχουν επιλεγεί κατάλληλα συστήματα από την αγορά.

3.3.1 Μοντελοποίηση συμπιεστή.

Αρχικά, επιλέχθηκαν από την εταιρία COPELAND τρεις συμπιεστές (COPELAND SCROLL):

- Το μοντέλο ZR61KCE-TFD που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο το R134a, με εύρος λειτουργίας θερμοκρασιών ατμοποιητή και συμπυκνωτή $-29 - 21$ °C και $10 - 65$ °C αντίστοιχα.
- Το μοντέλο ZP34K5E-TFE που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο το R410a, με εύρος λειτουργίας θερμοκρασιών ατμοποιητή και συμπυκνωτή $-23 - 13$ °C και $27 - 61$ °C αντίστοιχα.
- Το μοντέλο ZR49KCE-TF5 που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο το R407c, με εύρος λειτουργίας θερμοκρασιών ατμοποιητή και συμπυκνωτή $-29 - 21$ °C και $10 - 65$ °C αντίστοιχα.

Περισσότερες πληροφορίες για τους συμπιεστές αναγράφονται στα φυλλάδια επιδόσεων τους (Performance data) [85].

Στην παρούσα μοντελοποίηση από τα φυλλάδια αντληθήκαν περαιτέρω δεδομένα των συμπιεστών

- για την παροχή μάζας τους και του όγκου εκτόπισης (displacement) προκειμένου να υπολογιστεί ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης τους, ως συνάρτηση του ζεύγους πιέσεων (θερμοκρασιών) ατμοποιητή και συμπυκνωτή.

Συγκεκριμένα ισχύουν οι σχέσεις:

$$\eta_v = \frac{\dot{v}}{v_{dis}} \quad (3.3.1)$$

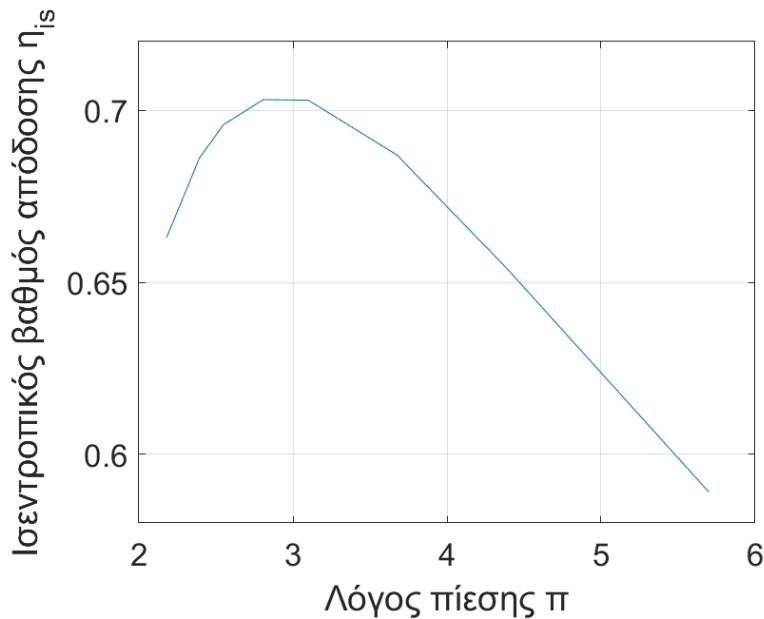
Όπου \dot{v} η παροχή όγκου και v_{dis} ο όγκος εκτόπισης (displacement).

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.3.2)$$

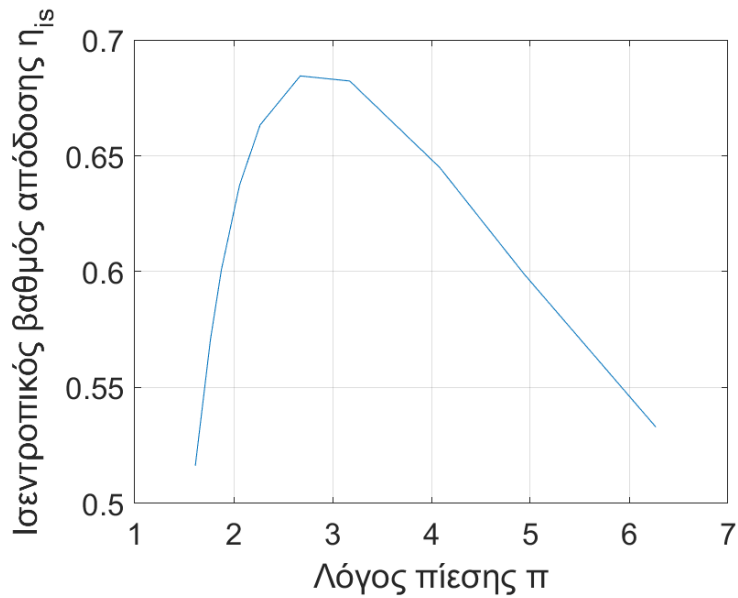
Όπου \dot{m} η παροχή μάζας και ρ η αντίστοιχη πυκνότητα για την εκάστοτε πίεση ατμοποιητή P_{evap} .

- για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσής τους, ως συνάρτηση του ζεύγους πιέσεων (θερμοκρασιών) ατμοποιητή και συμπυκνωτή.
- Για την υπερθέρμανση και την υπόψυξη σε κάθε συμπιεστή προκειμένου να αντιστοιχιστούν σωστά οι πιέσεις P_{evap}, P_{cond} με τις θερμοκρασίες $\theta_{evap}, \theta_{cond}$ αντίστοιχα.

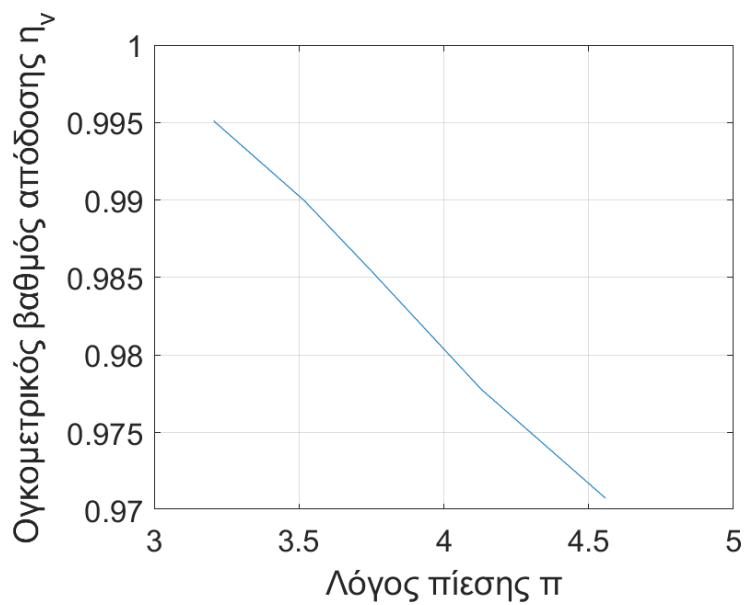
Με βάση τα παραπάνω δημιουργήθηκε κώδικας στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB με σκοπό τη δημιουργία κατάλληλου μοντέλου προσέγγισης του κάθε μεγέθους. Οι προσεγγίσεις πραγματοποιήθηκαν με χρήση πολυωνυμικής προσέγγισης. Ενδεικτικά παρουσιάζονται παρακάτω τέσσερα διαγράμματα προσέγγισης (δύο για κάθε μέγεθος).



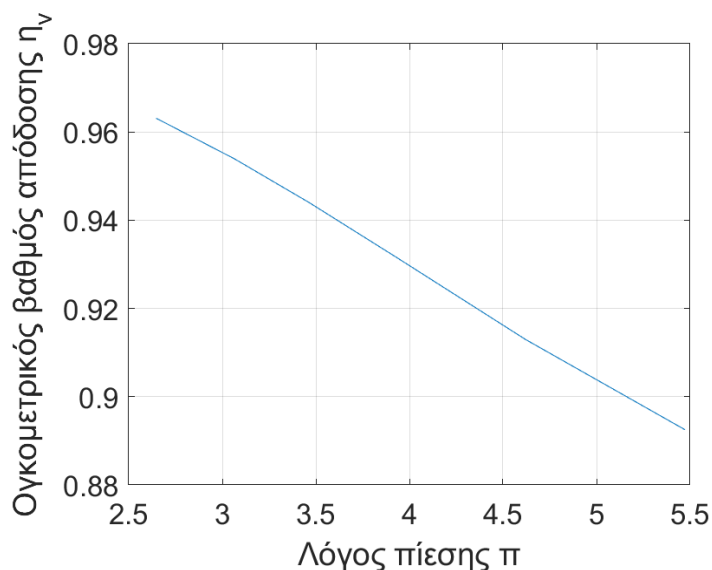
Εικ. 3.17. Διάγραμμα προσέγγισης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_{is} για το μοντέλο ZR61KCE-TFD (εργαζόμενο μέσω R134a) συναρτήσει του λόγου πίεσης (με σταθερή πίεση συμπυκνωτή P_{cond} για αντίστοιχη θερμοκρασία $\theta_{cond} = 49 \text{ }^{\circ}\text{C}$ για όλο το εύρος πιέσεων ατμοποιητή P_{evap}).



Εικ. 3.18. Διάγραμμα προσέγγισης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_{is} για το μοντέλο ZR49KCE-TF5 (εργαζόμενο μέσω R407c) συναρτήσει του λόγου πίεσης (με σταθερή πίεση συμπυκνωτή P_{cond} για αντίστοιχη θερμοκρασία $\theta_{cond} = 38^{\circ}C$ για όλο το εύρος πιέσεων ατμοποιητή P_{evap}).



Εικ. 3.19. Διάγραμμα προσέγγισης του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης η_v για το μοντέλο ZR49KCE-TF5 (εργαζόμενο μέσω R134a) συναρτήσει του λόγου πίεσης (με σταθερή πίεση συμπυκνωτή P_{cond} για αντίστοιχη θερμοκρασία $\theta_{cond} = 65^{\circ}C$ για όλο το εύρος πιέσεων ατμοποιητή P_{evap}).



Εικ. 3.20. Διάγραμμα προσέγγισης του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης η_v για το μοντέλο ZP34K5E-TFE (εργαζόμενο μέσω R410a) συναρτήσει του λόγου πίεσης (με σταθερή πίεση συμπυκνωτή P_{cond} για αντίστοιχη θερμοκρασία $\theta_{cond} = 51^{\circ}\text{C}$ για όλο το εύρος πιέσεων ατμοποιητή P_{evap}).

3.3.2 Επιλογή πιέσεων και προσδιορισμός βασικών μεγεθών του κύκλου μηχανικής συμπίεσης.

Έχοντας δεδομένους πλέον τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης η_{is} και τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης η_v για κάθε συμπιεστή για κάθε ζεύγος πιέσεων P_{evap}, P_{cond} μέσα στα εύρη λειτουργίας τους, ακολουθεί η επιλογή των πιέσεων λειτουργίας του κύκλου.

- Αρχικά επιλέγονται η υπερθέρμανση και η υπόψυξη για κάθε κύκλο ρευστού.
- Από όλο το εύρος των πιέσεων P_{evap} επιλέγονται αυτές, των οποίων οι αντίστοιχες θερμοκρασίες είναι μικρότερες ή ίσες της θερμοκρασίας του ρεύματος νερού του ατμοποιητή μειούμενης κατά 5°C .

$$T_{evap} \leq T_{we_{in}} - 7.5^{\circ}\text{C} \quad (3.3.3)$$

- Κατά αντιστοιχία, από όλο το εύρος των πιέσεων P_{cond} επιλέγονται αυτές, των οποίων οι αντίστοιχες θερμοκρασίες είναι μεγαλύτερες ή ίσες της θερμοκρασίας του ρεύματος νερού του συμπυκνωτή αυξανόμενης κατά 10°C .

$$T_{cond} \leq T_{wc_{in}} + 10^{\circ}\text{C} \quad (3.3.4)$$

- Έτσι, υπολογίζονται για κάθε ένα από τα παραπάνω ζεύγη θερμοκρασιών-πιέσεων όλες οι καταστάσεις (1 έως και 4) του εργαζόμενου ρευστού, όπως αυτές περιγράφηκαν στην εισαγωγή.
- Για όλα τα παραπάνω ζεύγη θερμοκρασιών-πιέσεων ελέγχονται οι παροχές μάζας του κύκλου.

Συγκεκριμένα, για την διεργασία της ψύξης ελέγχεται η παροχή μάζας του ατμοποιητή να ισούται με την παροχή μάζας του συμπιεστή.

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_1 - h_4} \quad (3.3.5)$$

$$\dot{m}_{comp} = \rho \cdot \eta_v \cdot v_{dis} \quad (3.3.6)$$

Για την διεργασία της θέρμανσης ελέγχεται η παροχή μάζας του συμπυκνωτή να ισούται με την παροχή μάζας του συμπιεστή.

$$\dot{m}_{cond} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{h_2 - h_3} \quad (3.3.7)$$

$$\dot{m}_{comp} = \rho \cdot \eta_v \cdot v_{dis} \quad (3.3.8)$$

Για αυτά τα ζεύγη επομένως υπολογίζονται τα μεγέθη του κύκλου: λόγος πίεσης π , παροχή μάζας \dot{m} , έργο του συμπιεστή \dot{W} , και COP.

$$\dot{W} = \frac{1}{\eta_{is}} \cdot \frac{\dot{m}}{d_1} \cdot P_{evap} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (3.3.9)$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.3.10)$$

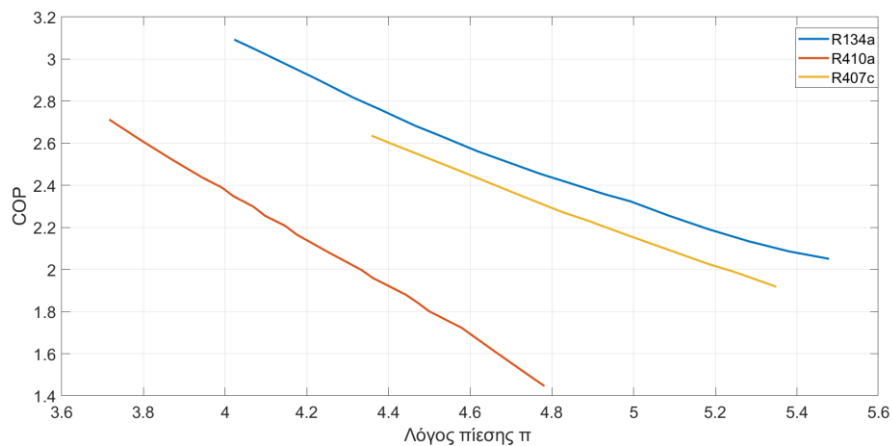
Για την διεργασία της ψύξης το μέγεθος COP υπολογίζεται από την εξίσωση (3.3.11).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} \quad (3.3.11)$$

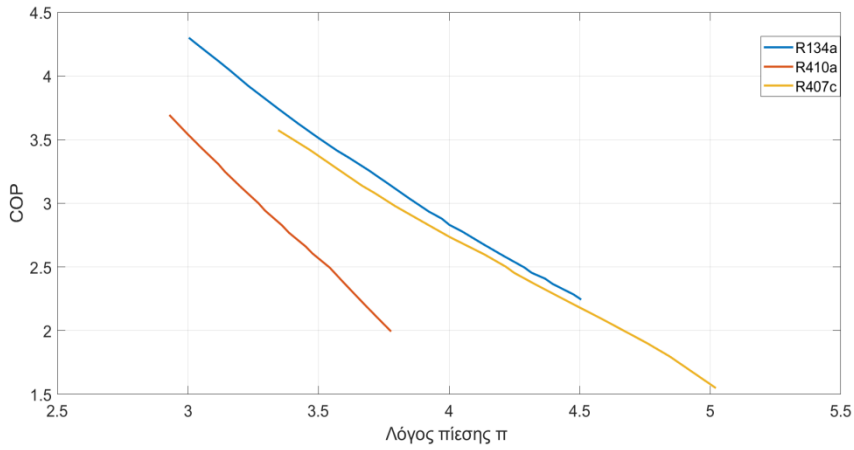
Για την διεργασία της θέρμανσης το μέγεθος COP υπολογίζεται από την εξίσωση (3.3.12).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}} \quad (3.3.12)$$

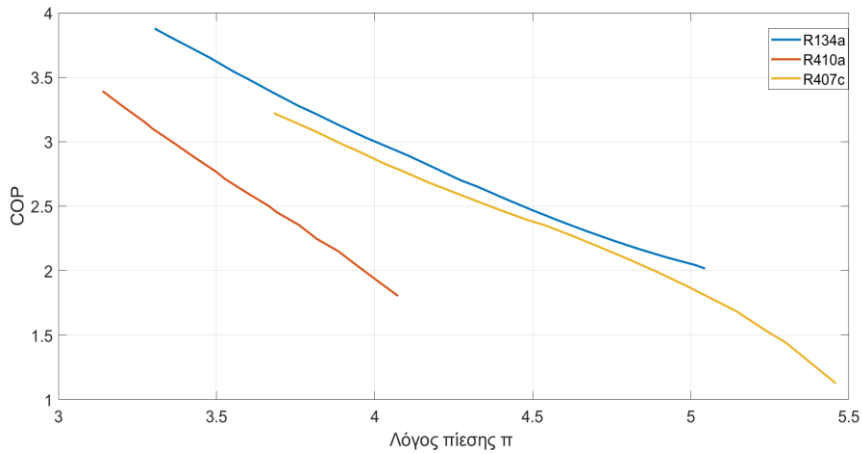
Επιλέγοντας για την διεργασία της ψύξης θερμοκρασίες εισόδου του νερού στον ατμοποιητή $T_{wein} = 20^\circ\text{C}$ και στον συμπυκνωτή $T_{wcin} = 25^\circ\text{C}$ και για την διεργασία της θέρμανσης $T_{wein} = 15^\circ\text{C}$, $T_{wcin} = 20^\circ\text{C}$, προκύπτουν τα εξής διαγράμματα:



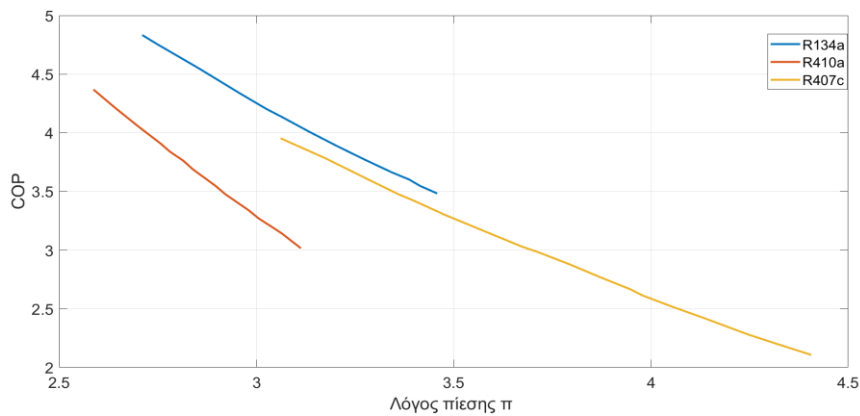
Εικ. 3.21. Διάγραμμα του συντελεστή COP, κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει του λόγου πίεσης π του κύκλου, για ψυκτική ισχύ $\dot{Q}_{evap}=6.5\text{ kW}$, για τα εργαζόμενα μέσα R134a, R410a, R407c.



Εικ. 3.22. Διάγραμμα του συντελεστή COP, κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει του λόγου πίεσης π του κύκλου, για ψυκτική ισχύ $\dot{Q}_{evap} = 9 \text{ kW}$ για τα εργαζόμενα μέσα R134a, R410a, R407c.



Εικ. 3.23. Διάγραμμα του συντελεστή COP, κατά τη διεργασία θέρμανσης, συναρτήσει του λόγου πίεσης π του κύκλου, για θερμική ισχύ $\dot{Q}_{cond} = 8 \text{ kW}$ για τα εργαζόμενα μέσα R134a, R410a, R407c.



Εικ. 3.24. Διάγραμμα του συντελεστή COP, κατά τη διεργασία θέρμανσης, συναρτήσει του λόγου πίεσης π του κύκλου, για θερμική ισχύ $\dot{Q}_{cond} = 10 \text{ kW}$ για τα εργαζόμενα μέσα R134a, R410a, R407c.

3.3.3 Λειτουργία σε μερικό φορτίο

Με ζητούμενη την αποδιδόμενη ωφέλιμη ισχύ, η προαναφερθείσα διαδικασία πραγματοποιείται για όλα τα ψυκτικά υγρά.

Από όλα τα ζεύγη θερμοκρασιών- πιέσεων επιλέγεται, για κάθε ρευστό, αυτό για το οποίο λαμβάνεται μέγιστος συντελεστής COP. Έπειτα συγκρίνονται οι μέγιστοι συντελεστές COP των τριών ρευστών λειτουργίας και από αυτούς επιλέγεται και πάλι ο μεγαλύτερος. Έτσι προσδιορίζεται το ρευστό λειτουργίας και δίνεται μία προσέγγιση για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας του συστήματος.

Για τη λειτουργία σε μερικό φορτίο επιλέχθηκαν, βάσει της μοντελοποίησης που προηγήθηκε, κατάλληλα συστήματα μηχανικής συμπίεσης από την εταιρία Carrier.

Τα μοντέλα που επιλέχθηκαν για να καλύπτουν το εύρος της παραπάνω μοντελοποίησης είναι :

- Σειρά 30AW: 004H , 006H , 008H , 012H , 015H
- Σειρά 30RQ: 017 , 021 , 026 , 033

Τα δεδομένα που αντλήθηκαν από τα τεχνικά φυλλάδια [86] των παραπάνω συστημάτων αφορούν την παροχή ψυκτικού και θερμικού φορτίου στην ονομαστική λειτουργία, την παροχή ψυκτικού και θερμικού φορτίου, τον συντελεστή COP και την παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου. Συγκεκριμένα ελήφθησαν δειγματοληπτικά τιμές για διάφορες θερμοκρασίες αέρα περιβάλλοντος και θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τους εναλλάκτες. Ενδεικτικά οι τιμές για το μοντέλο 015H παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες.

Πιν. 3.5. Παροχή ψυκτικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier.

Μοντέλο 015H	Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή σε °C												
	5	5	5	5	5	7	7	7	7	7	10	10	10
Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος σε °C													
	5	15	25	35	45	5	15	25	35	45	5	15	25
Q (kW)	19.1	15.3	14.0	12.4	9.2	17.3	16.0	14.6	13.0	9.2	14.7	17.0	15.5
COP	4	3	1	5	4	7	1	2	4	4	2	4	4
	5.13	4.69	3.58	2.75	2.2	7.43	5.09	3.85	2.95	2.2	10.8	5.69	4.25
										7			
$m_w \left(\frac{l}{s}\right)$	0.91	0.73	0.66	0.59	0.4	0.83	0.76	0.69	0.62	0.4	0.70	0.81	0.74
	4	2	9	5	41		5	8	1	69	3	4	2

Πιν. 3.6. Παροχή ψυκτικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier (συνέχεια).

Μοντέλο 015H	Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή σε °C											
		10	10	15	15	15	15	15	18	18	18	18
	Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος σε °C											
	5	15	25	35	45	5	15	25	35	45	5	15
Q (kW)	13.8	10.7	6.93	18.7	17.0	15.1	12.1	7.65	19.7	17.9	16.0	13.0
COP	2			5	6	8	6		7	8	4	3
$m_w \left(\frac{l}{s}\right)$	3.16	2.45	17.5	6.7	4.93	3.56	2.7	20.0	7.31	5.33	3.85	3.94
								6				
	0.66	0.51	0.33	0.89	0.81	0.72	0.58	0.36	0.94	0.85	0.76	0.62
		1	1	6	5	5	1	5	5	9	4	3

Πιν. 3.7. Παροχή θερμικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier.

Μοντέλο 015H	Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή σε °C												
		35	35	35	35	35	35	35	35	45	45	45	45
	Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος σε °C												
	-15	-7	-3	0	2	7	10	20	-15	-7	-3	0	2
Q (kW)	7.42	7.8	8.98	8.99	9.5	14.4	15.7	19.8	7.05	7.6	8.98	9.71	9.5
COP	2.36	2.5	2.81	3.04	3.1	4.09	4.48	5.87	2.08	2.2	2.34	2.42	2.6
$m_w \left(\frac{l}{s}\right)$	0.35	0.38	0.42	0.46	0.4	0.69	0.75	0.95	0.35	0.3	0.42	0.46	0.48
	5	2	9	4	87	3	2		8	82	9	4	7

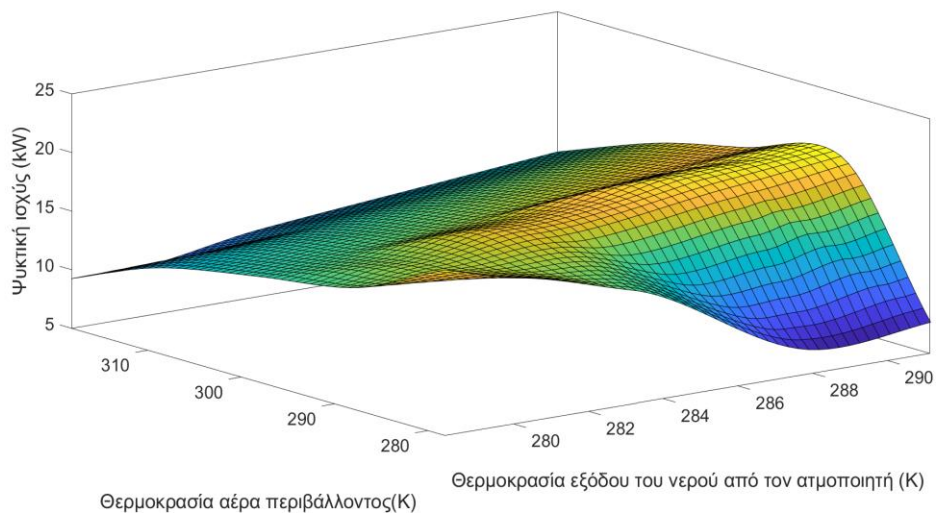
Πιν. 3.8. Παροχή θερμικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier (συνέχεια).

Μοντέλο 015H	Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή σε °C											
		45	45	45	55	55	55	55	55	55	55	55
	Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος σε °C											
	7	10	20	-15	-7	-3	0	2	7	10	20	-15
Q (kW)	13.9	15.0	18.5	3	7.35	7.99	8.26	8.97	11.6	12.7	15.0	0
COP	6	5	5						6		2	
$m_w \left(\frac{l}{s}\right)$	3.23	3.4	4.03	1.74	1.85	1.98	2.08	2.2	2.82	2.97	3.52	0
	0.66	0.71	0.88	0.14	0.35	0.38	0.39	0.42	0.57	0.60	0.71	0
	9	9	6	3	8	2	5	8	5	7	8	

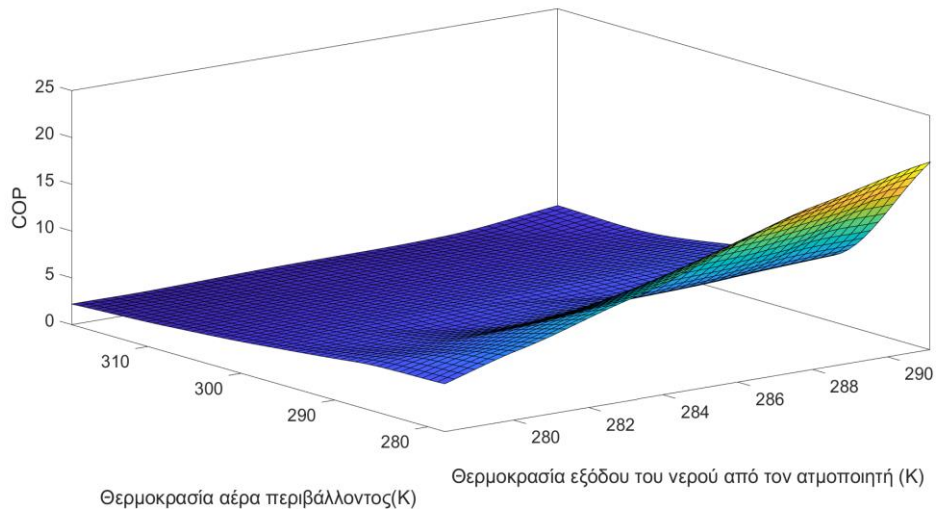
Πιν. 3.9. Παροχή θερμικού φορτίου, συντελεστής COP και παροχή μάζας νερού στους εναλλάκτες σε λειτουργία μερικού φορτίου για το μοντέλο 015H της σειράς 30AW της εταιρίας Carrier (τέλος).

Μοντέλο	Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή σε °C						
	015H	60	60	60	60	60	60
	Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος σε °C						
	-7	-3	0	2	7	10	20
Q (kW)	6.57	6.75	7.04	7.41	10.03	11.25	11.9
COP	1.64	1.76	1.85	1.95	2.2	2.3	2.48
$m_w \left(\frac{l}{s}\right)$	0.314	0.323	0.336	0.354	0.479	0.537	0.568

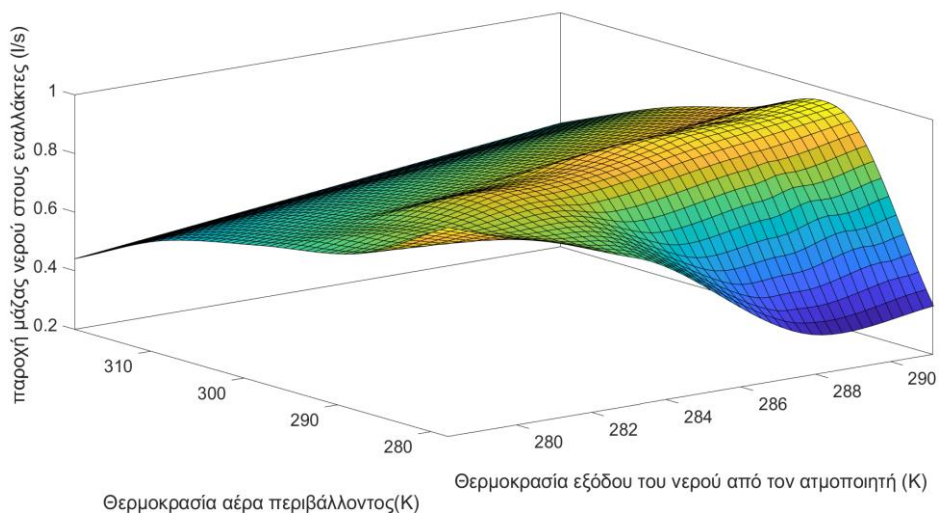
Με βάση τα παραπάνω δημιουργήθηκε κώδικας στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB με σκοπό τη δημιουργία κατάλληλου μοντέλου προσέγγισης του κάθε μεγέθους εκ των Q, COP και m_w για κάθε μοντέλο που επιλέχθηκε. Οι προσεγγίσεις έγιναν με χρήση κυβικής παρεμβολής (*cubic interpolation*). Ενδεικτικά παρουσιάζονται παρακάτω τα διαγράμματα προσέγγισης για το μοντέλο 015H για τη λειτουργία της ψύξης.



Εικ. 3.25. Διάγραμμα της αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος, κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει των θερμοκρασιών του αέρα περιβάλλοντος και της εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή, για το μοντέλο 015H της εταιρίας Carrier.



Εικ. 3.26. Διάγραμμα του συντελεστή COP, κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει των θερμοκρασιών του αέρα περιβάλλοντος και της εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή, για το μοντέλο 015H της εταιρίας Carrier.



Εικ. 3.27. Διάγραμμα της παροχής μάζας νερού στον ατμοποιητή, κατά τη διεργασία ψύξης, συναρτήσει των θερμοκρασιών του αέρα περιβάλλοντος και της εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή, για το μοντέλο 015H της εταιρίας Carrier.

Ο κώδικας, που δημιουργήθηκε αρχικά με βάση την ονομαστική ωφέλιμη ισχύ, διερευνά ποιο είναι το καταλληλότερο μοντέλο συστήματος μηχανικής συμπίεσης για τη συγκεκριμένη περίπτωση και έπειτα για το μοντέλο που επιλέχθηκε, προσεγγίζει τα μεγέθη Q , COP και m_w για οποιαδήποτε συνθήκη λειτουργίας μέσα στα πλαίσια θερμοκρασιών, στις οποίες λειτουργεί το σύστημα.

Ένα βασικό μέγεθος, που υπολογίζεται ακόμη, για τη λειτουργία της διάταξης είναι ο συντελεστής COP_C (coefficient of performance του αντίστοιχου κύκλου Carnot ο οποίος λειτουργεί μεταξύ των ίδιων πιέσεων P_{evap} , P_{cond})

Για την διεργασία της ψύξης το μέγεθος COP_C υπολογίζεται από την εξίσωση (3.3.13).

$$COP_C = \frac{1}{\frac{T_{high}}{T_{low}} - 1} \quad (3.3.13)$$

Για την διεργασία της θέρμανσης το μέγεθος COP_C υπολογίζεται από την εξίσωση (3.3.14).

$$COP_C = \frac{1}{1 - \frac{T_{low}}{T_{high}}} \quad (3.3.14)$$

Οι θερμοκρασίες T_{low} και T_{high} υπολογίζονται ως εξής:

Για την περίπτωση της ψύξης:

$$T_{low} = \frac{T_{wein} - T_{weout}}{\ln\left(\frac{T_{wein}}{T_{weout}}\right)} \quad (3.3.15)$$

$$T_{high} = \frac{T_{ambout} - T_{ambin}}{\ln\left(\frac{T_{ambout}}{T_{ambin}}\right)} \quad (3.3.16)$$

Ενώ για την περίπτωση της θέρμανσης:

$$T_{low} = \frac{T_{ambout} - T_{ambin}}{\ln\left(\frac{T_{ambout}}{T_{ambin}}\right)} \quad (3.3.17)$$

$$T_{high} = \frac{T_{wcout} - T_{wcin}}{\ln\left(\frac{T_{wcout}}{T_{wcin}}\right)} \quad (3.3.18)$$

Όπου:

T_{wein} : η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον ατμοποιητή.

T_{weout} : η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή.

T_{wcin} : η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον συμπυκνωτή.

T_{wcout} : η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή.

T_{ambout} : η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το σύστημα.

T_{ambin} : η θερμοκρασία εισόδου του αέρα από το σύστημα.

Πλέον, μπορεί να υπολογιστεί ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{ex} ο οποίος ορίζεται ως το πηλίκο του συντελεστή COP προς το συντελεστή COP_C .

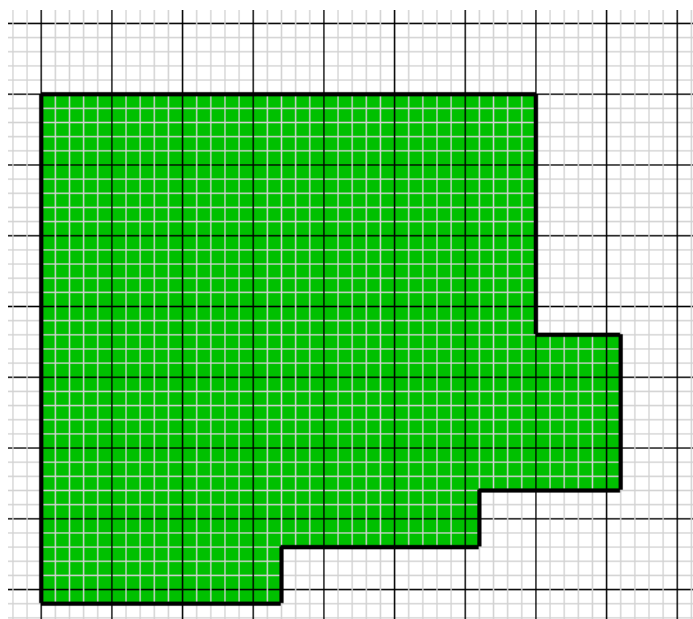
$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_C} \quad (3.3.19)$$

Κεφάλαιο 4. Πρότυπο μοντέλο οικίας

Στο παρόν χωρίο γίνεται η μοντελοποίηση ενός σπιτιού αναφοράς, με σκοπό να εξαχθούν ρεαλιστικά δεδομένα για τα ψυκτικά και θερμικά φορτία του χώρου. Η οικία αυτή λειτουργεί ως πρότυπο μοντέλο προκειμένου να εξετασθούν τα θερμικά και ψυκτικά φορτία της σε διαφορετικούς τόπους και κλίματα. Έτσι, επιλέχθηκαν δειγματοληπτικά πέντε ευρωπαϊκές πόλεις: Αθήνα, Βερολίνο, Νάπολη, Μαδρίτη και Παρίσι. Η μοντελοποίηση έγινε με βάση τη σύζευξη των προγραμμάτων BEopt [87] και EnergyPlus [88]. Συγκεκριμένα δημιουργήθηκε ένα μοντέλο οικίας στο πρόγραμμα BEopt και έπειτα το μοντέλο αυτό συνδυάστηκε με τα καιρικά δεδομένα για κάθε πόλη στο περιβάλλον του EnergyPlus, από το οποίο εξήχθησαν και τα τελικά αποτελέσματα. Η διαδικασία που ακολουθήθηκε παρουσιάζεται παρακάτω αναλυτικότερα.

4.1. Εισαγωγή βασικής γεωμετρίας του σπιτιού

Αρχικά στο πρόγραμμα BEopt [87] δημιουργήθηκε μια βασική γεωμετρία της επιφάνειας του σπιτιού σε κάτοψη, η οποία επιλέχθηκε να είναι 115m^2 (1238ft^2) και παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα (1 κελί αντιστοιχεί σε 1ft^2).



Εικ. 4.1. Βασική γεωμετρία της επιφάνειας της πρότυπης οικίας

Το σπίτι επιλέχθηκε να είναι μονοκατοικία οπότε η παραπάνω επιφάνεια αποτελεί την κάτοψή του.

Έπειτα υιοθετήθηκαν οι εξής παραδοχές:

- Δεν υπάρχει υπόγειο ώστε να μην επηρεάζονται οι ενεργειακές απαιτήσεις του υπόλοιπου σπιτιού.
- Τα θεμέλια είναι δομημένα από σκυρόδεμα.
- Η σοφίτα δεν επηρεάζει τις ενεργειακές απαιτήσεις του υπόλοιπου σπιτιού.
- Το ύψος των τοίχων είναι 3.30m.
- Το σπίτι διαθέτει δύο υπνοδωμάτια και δύο μπάνια.

Με τις παραπάνω ρυθμίσεις το τελικό σπίτι που προέκυψε από το πρόγραμμα παρουσιάζεται στην εικόνα

Εικ. 4.2



Εικ. 4.2. Τελική μορφή πρότυπης οικίας στο περιβάλλον ΒΕορτ

4.2. Εισαγωγή δομικών χαρακτηριστικών του σπιτιού

Ο προσανατολισμός του κτηρίου επιλέχθηκε να είναι νότιος. Επίσης επιλέχθηκε πως υπάρχουν γειτονικά κτήρια αριστερά και δεξιά της οικίας αναφοράς στα 4.6m (15ft) που είναι ένα ρεαλιστικό σενάριο.

Σε σχέση με τους τοίχους του κτίσματος, τα δομικά που προϋπάρχουν στη βιβλιοθήκη του προγράμματος αφορούν χαρακτηριστικά των τοίχων που χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο στις ΗΠΑ και δεν έχουν πρακτική εφαρμογή στην Ευρώπη. Έτσι, ελλείψει διαθέσιμων επιλογών εντάχθηκαν δεδομένα στη βιβλιοθήκη του προγράμματος για τα δομικά χαρακτηριστικά των τοίχων στην Ελλάδα και έγινε η παραδοχή πως η κατασκευή των τοίχων δεν διαφέρει αισθητά στις ευρωπαϊκές πόλεις που επιλέχθηκαν. Συγκεκριμένα, χρησιμοποιήθηκε για την κατασκευή δικέλυφη τοιχοποιία με εσωτερική μόνωση. Ο τοίχος δηλαδή αποτελείται από πέντε επίπεδα: εξωτερικό επίχρισμα, πρώτη σειρά τούβλων, εσωτερική μόνωση, δεύτερη σειρά τούβλων και τέλος εσωτερικό επίχρισμα. Το εσωτερικό και το εξωτερικό επίχρισμα θα είναι από ασβεστοκονίαμα. Αναφορικά με την οπτοπλινθοδομή, χρησιμοποιήθηκαν διάτρητοι οπτόπλινθοι διαστάσεων 9x9x19 cm για το δεύτερο επίπεδο του τοίχου και 6x9x19 cm για το τέταρτο. Ως μονωτικό υλικό επιλέχθηκε η διογκωμένη πολυστερίνη (EPS) με γραφίτη. Στον παρακάτω πίνακα συνοψίζονται τα χαρακτηριστικά κάθε επιπέδου που συναποτελούν τον τοίχο.

Πιν. 4.1. Χαρακτηριστικά των υλικών που χρησιμοποιήθηκαν στην τοιχοποιία

Επίπεδο	1	2	3	4	5
Δομικό υλικό	Ασβεστοκονίαμα	Διάτρητοι οπτόπλινθοι	Διογκωμένη πολυστερίνη (EPS) με γραφίτη	Διάτρητοι οπτόπλινθοι	Ασβεστοκονίαμα
Πάχος επιπέδου σε cm (in)	0.2 (0.787)	9 (3.543)	5 (1.959)	6 (2.362)	0.2 (0.787)

Πυκνότητα σε $\frac{kg}{m^3} \left(\frac{lb}{ft^3} \right)$	1800 (112)	1200 (74.9)	30 (1.87)	1200 (74.9)	1800 (112)
συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας σε $\frac{W}{mK} \left(\frac{BTU}{h ft^2 F} \right)$	0.870 (6.04)	0.45 (3.12)	0.033 (0.229)	0.45 (3.12)	0.870 (6.04)
ειδική θερμοχωρητικότητα σε $\frac{J}{kgK} \left(\frac{BTU}{lb F} \right)$	1000 (0.24)	1000 (0.24)	1550 (0.37)	1000 (0.24)	1000 (0.24)

Οι τιμές αυτές προέρχονται από τον πίνακα τιμών για κάθε υλικό της T.O.T.E.E. 20701-2/2010 [89].

Όσον αφορά την οροφή του σπιτιού, το θερμομονωτικό της υλικό επιλέχθηκε να είναι πλάκες υαλοβάμβακα R-19 διαστάσεων 2x8 in, ενώ το εξωτερικό υλικό επικάλυψής της είναι στρώση ασφάλτου ανοιχτής απόχρωσης, ώστε να μην απορροφώνται μεγάλες ποσότητες ηλιακής ενέργειας.

Για τη μόνωση των θεμελίων θεωρήθηκε πως κάθε πλάκα σκυροδέματος είναι μονωμένη σε όλη της την επιφάνεια με μια στρώση υαλοβάμβακα R20. Κάθετα μεταξύ της άκρης της πλάκας και του τοίχου των θεμελίων υπάρχει μονωτικό R5. Αξίζει να σημειωθεί πως στις μετρήσεις δεν συμπεριλήφθηκε η προσθήκη τυχόν ταπήτων στο δάπεδο του κτηρίου, διότι οι τάπητες δεν αποτελούν στοιχεία του κτηρίου και το πάχος τους, το μέγεθός τους και ο χώρος τοποθέτησής τους εξαρτώνται από την κρίση του ενοίκου.

Τα ανοίγματα του κτίσματος σχεδιάστηκαν σύμφωνα με την προεπιλογή του προγράμματος. Συγκεκριμένα, το ποσοστό των ανοιγμάτων θεωρήθηκε 18% για κάθε πλευρά του σπιτιού. Τα παράθυρα αποτελούνται από διπλό τζάμι με κενό αέρος ενδιάμεσα, υπάρχει εσωτερική σκίαση για κάθε άνοιγμα, τα σκίαστρα που προεξέχουν από το κτήριο (μαρκίζα) είναι 6 cm (2 ft) ενώ δεν υπάρχουν άλλα σκίαστρα. Τέλος, οι πόρτες του σπιτιού επιλέχθηκαν να είναι ξύλινες με επιφάνεια 2.8m² (30 ft²).

4.3. Εισαγωγή χαρακτηριστικών ως προς τον κλιματισμό του σπιτιού

Για τις εναλλαγές αέρα του χώρου, η προεπιλογή του προγράμματος ήταν 7 εναλλαγές αέρα σε μία ώρα στα 50 Pa που θεωρήθηκε επαρκής για μια οικία, ενώ επιλέχθηκε να μην υπάρχει επιπλέον σύστημα εξαερισμού.

Επιλέχθηκε κεντρικός κλιματισμός για την οικία. Η επιλογή έγινε βάσει του ετήσιου βαθμού ενεργειακής αποδοτικότητας SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio). Σύμφωνα με την T.O.T.E.E. 20701-1/2010 [90], για κατοικία ο βαθμός ενεργειακής απόδοσης είναι $EER=3 \frac{kWhc}{kWh_e} \left(11.1 \frac{kBTU}{kWh} \right)$. Οπότε επιλέχθηκε η τιμή με SEER=13 που αντιστοιχεί σε EER=3.

Αναφορικά με οποιαδήποτε άλλη συσκευή κλιματισμού – θέρμανσης που γίνεται να τοποθετηθεί επιπλέον του κεντρικού συστήματος, όπως ηλεκτρικοί θερμαντές εδάφους,

αντλίες θερμότητας αέρα/εδάφους, ανεμιστήρες οροφής και αφυγραντήρες, θεωρήθηκε πως δεν υπάρχει καμία.

Για τους αγωγούς του κεντρικού συστήματος έγινε πρόβλεψη τοποθέτησής τους στη σοφίτα και η παραδοχή πως το σύστημα λειτουργεί με ανανέωση αέρος 10% της συνολικής ποσότητας αέρα.

Επιλέχθηκε σύμφωνα με την Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2010 [90] για μονοκατοικία σε χειμερινή περίοδο η θέρμανση να έχει επιθυμητή θερμοκρασία 22 °C (71 F), ενώ για την εαρινή περίοδο η ψύξη να έχει επιθυμητή θερμοκρασία 25 °C (76 F). Δεν επιλέχθηκε κάποιο επιθυμητό ποσοστό υγρασίας για το σύστημα.

Υπάρχει πρόβλεψη στο μοντέλο για θέρμανση νερού από θερμοσίφωνα (που λειτουργεί με φυσικό αέριο) . Για το σύστημα διανομής ζεστού νερού οι σωληνώσεις, από τις οποίες θα γίνεται η διανομή του ζεστού νερού από την παραγωγή του στα σημεία χρήσης, είναι από χαλκό.

Στη συνέχεια, αναφορικά με το φωτισμό θεωρήθηκε μια τυπική κατανάλωση στο σπίτι, οπότε αφέθηκε η προεπιλογή του προγράμματος.

Για τις μεγάλες ηλεκτρικές συσκευές του σπιτιού προβλέπονται τυπική χρήση και τα εξής χαρακτηριστικά:

Ψυγείοκαταψύκτης: Καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια $434 \frac{kWh}{year}$.

Φούρνος: Καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια $417 \frac{kWh}{year}$.

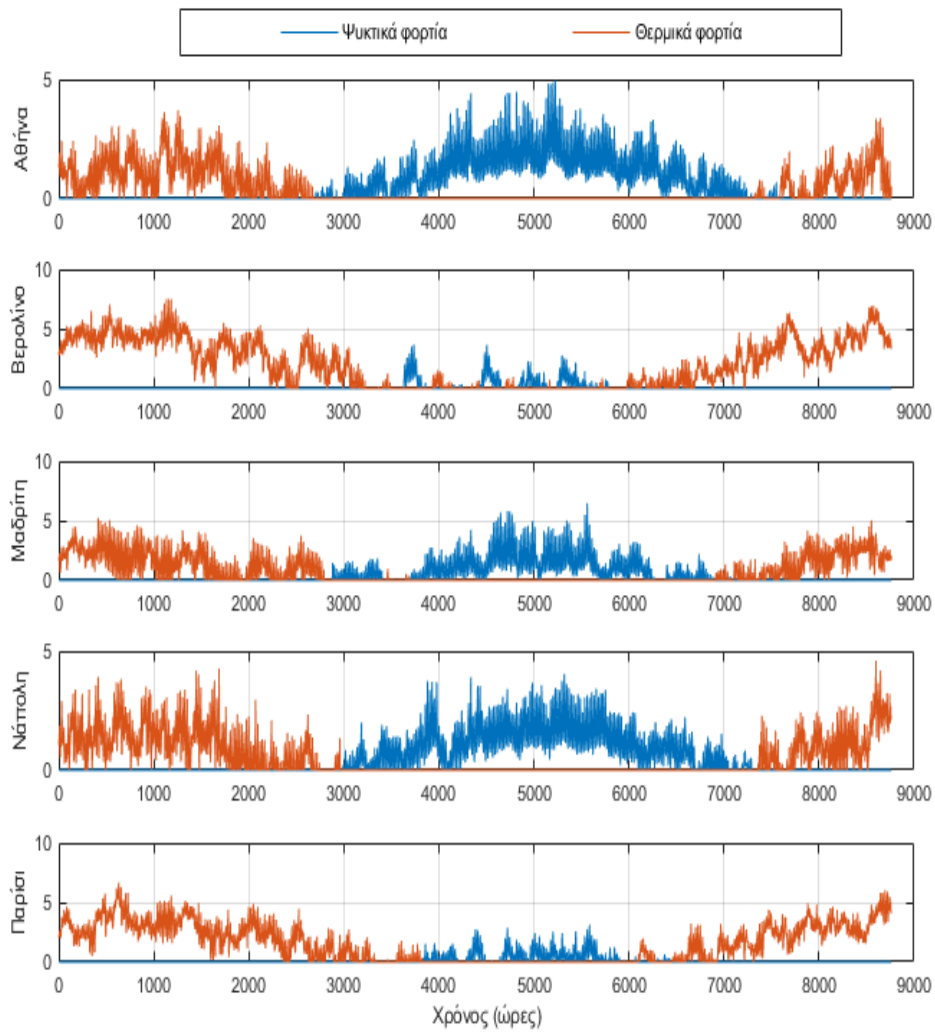
Πλυντήριο Πιάτων: Καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια $92.5 \frac{kWh}{year}$.

Πλυντήριο Ρούχων: Καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια $35.7 \frac{kWh}{year}$.

Στεγνωτήριο Ρούχων: Καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια $3.1 \frac{kWh}{year}$.

Με βάση όλα τα παραπάνω, ολοκληρώθηκε η μοντελοποίηση της οικίας στο πρόγραμμα BEopt και εν συνεχεία συνδυάζοντας τα καιρικά δεδομένα για κάθε πόλη στο πρόγραμμα EnergyPlus [88] πρόεκυψαν τα ζητούμενα φορτία. Έπειτα , τα αποτελέσματα εισήχθησαν στο προγραμματιστικό περιβάλλον της matlab και οι μονάδες τους μετατράπηκαν καταλλήλως.

Εξήχθησαν επομένως τα παρακάτω αποτελέσματα:



Εικ. 4.3. Ψυκτικά και θερμικά φορτία (kWh) της πρότυπης οικίας σε διάρκεια ενός έτους, ανά τις πόλεις δειγματοληψίας

Κεφάλαιο 5. Σύζευξη συστημάτων – Εξεργειακή αξιολόγηση

Στο παρόν κεφάλαιο περιγράφεται αρχικά η διαδικασία σύζευξης του συστήματος μηχανικής συμπίεσης με την πρότυπη οικία και έπειτα η σύζευξη των συστημάτων απορρόφησης και προσρόφησης με το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας και με την πρότυπη οικία. Αναλύεται η διαδικασία της μοντελοποίησης της σύζευξης και παρουσιάζονται τα τελικά αποτελέσματα.

5.1. Σύζευξη συστήματος μηχανικής συμπίεσης- οικίας

Τα αποτελέσματα των ψυκτικών και θερμικών φορτίων της πρότυπης οικίας για κάθε πόλη είναι ήδη γνωστά από το κεφάλαιο 6. Με βάση αυτά τα αποτελέσματα για κάθε πόλη αρχικά εντοπίζεται το μέγιστο θερμικό και ψυκτικό φορτίο. Επαναλαμβάνεται για κάθε πόλη η διαδικασία που περιγράφεται στο κεφάλαιο 5 και κατά αυτόν τον τρόπο προσδιορίζεται η ονομαστική λειτουργία του συστήματος μηχανικής συμπίεσης και επιλέγεται κατάλληλο μοντέλο συστήματος από την εταιρία Carrier σε κάθε περίπτωση. Έτσι προκύπτει ο παρακάτω πίνακας.

Πιν. 5.1. Επιλεγμένο μοντέλο μηχανικής συμπίεσης από την εταιρία Carrier για κάθε πόλη.

Πόλη	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
Μέγιστο ψυκτικό φορτίο (kW)	4.9497	3.6609	6.4653	4.0398	3.1200
Μέγιστο θερμικό φορτίο (kW)	3.7022	7.5089	5.2295	4.6004	6.6714
Μοντέλο Carrier	008H	015H	012H	008H	012H

Η παραπάνω διαδικασία έγινε, διότι το σύστημα θα λειτουργεί για όλη τη διάρκεια του έτους σε λειτουργία μερικού φορτίου ανάλογα με το ζητούμενο, από τη μοντελοποίηση της οικίας, φορτίο (ψυκτικό είτε θερμικό).

Σύμφωνα με τα παραπάνω δημιουργήθηκε κώδικας στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB ο οποίος, βασιζόμενος στα αποτελέσματα των ψυκτικών και θερμικών φορτίων της πρότυπης οικίας για τις 8760 ώρες του έτους, ελέγχει αν το σπίτι χρειάζεται θέρμανση ή ψύξη και το ποσό της ωφέλιμης ισχύος που πρέπει να παραχθεί. Έτσι, ρυθμίζει κατάλληλα τις παραμέτρους της μοντελοποίησης της λειτουργίας μερικού φορτίου, που περιγράφηκε στο κεφάλαιο 5, και προσδιορίζει τα μεγέθη Q , COP και m_w , COP_c και n_{ex} για κάθε ώρα του έτους. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται για όλες τις πόλεις.

Έπειτα ευρίσκεται εύκολα η κατανάλωση έργου στον συμπιεστή για κάθε ώρα και πόλη ως εξής:

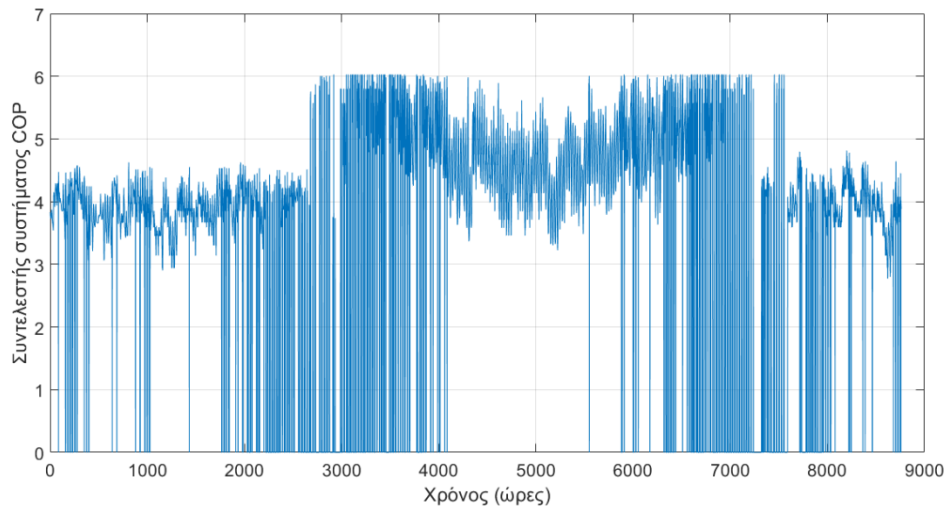
$$W = \frac{Q_{house}}{COP} \quad (5.1.1)$$

Αξίζει να αναφερθεί πως για την περίπτωση ψύξης η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον ατμοποιητή ορίστηκε σε $12.5 \text{ }^\circ\text{C}$, ενώ για την περίπτωση θέρμανσης η θερμοκρασία

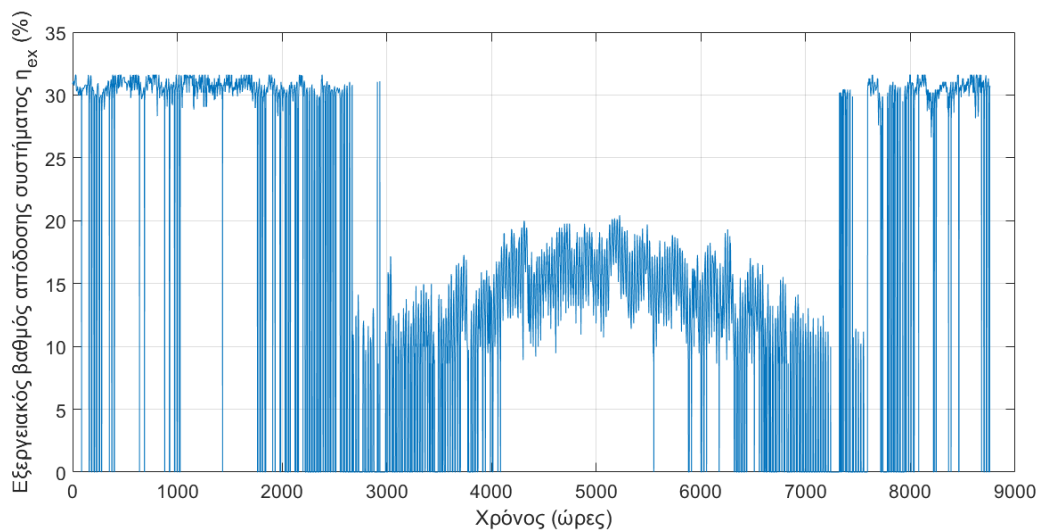
εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή ορίστηκε σε 35°C . Η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος ελήφθη από τα δεδομένα της βιβλιοθήκης του EnergyPlus.

Σύμφωνα με όλα τα παραπάνω για κάθε πόλη δειγματοληψίας προέκυψαν διαγράμματα για το συντελεστή COP, για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης η_{ex} και για την κατανάλωση έργου W στον συμπιεστή ανά ώρα για τη διάρκεια ενός έτους, για κάθε μία από τις πόλεις που εξετάζονται.

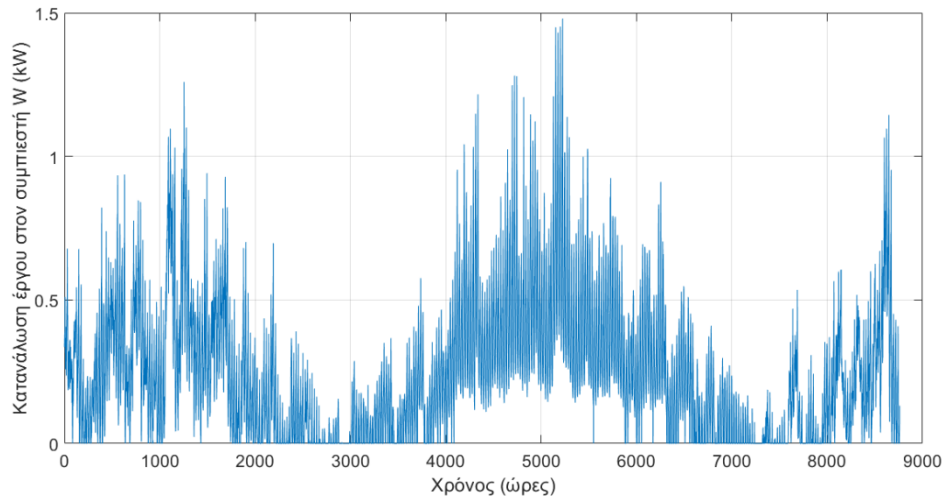
Ενδεικτικά παρουσιάζονται τα διαγράμματα για την περίπτωση της Αθήνας:



Εικ. 5.1. Διάγραμμα του συντελεστή COP ανά ώρα για τη διάρκεια ενός έτους, για την πόλη της Αθήνας.

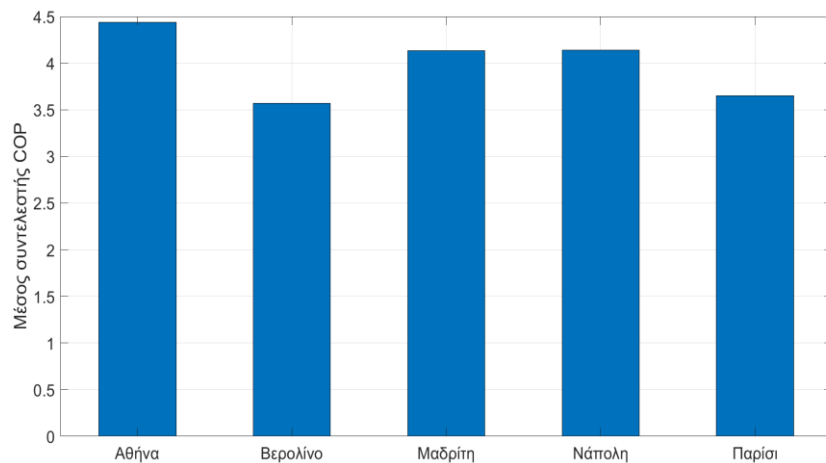


Εικ. 5.2. Διάγραμμα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} ανά ώρα για τη διάρκεια ενός έτους, για την πόλη της Αθήνας.

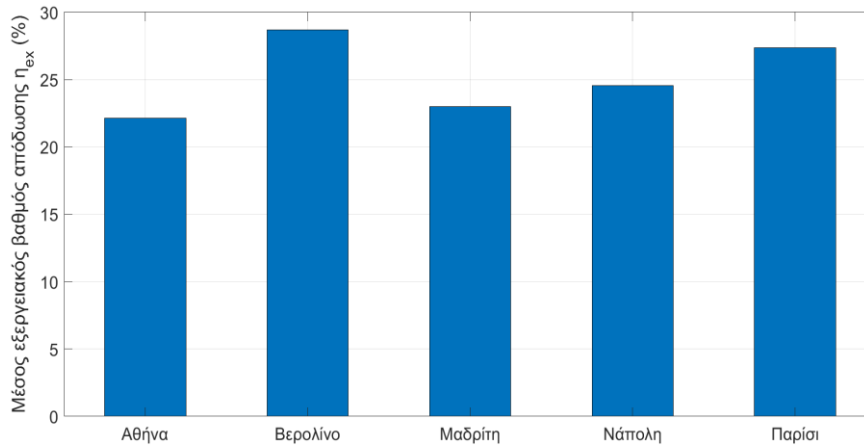


Εικ. 5.3. Διάγραμμα της κατανάλωσης έργου στον συμπιεστή W (kW) ανά ώρα για τη διάρκεια ενός έτους, για την πόλη της Αθήνας.

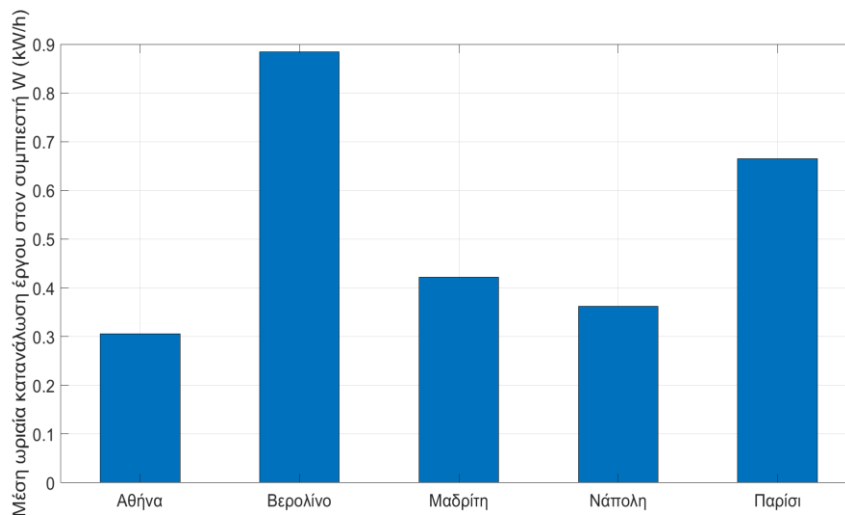
Προκειμένου να υπάρξει μια πιο σφαιρική εικόνα των προαναφερόμενων μεγεθών, παρουσιάζονται συγκριτικά ιστογράμματα για την μέση τιμή κάθε μεγέθους στη διάρκεια του έτους, για τις εξεταζόμενες πόλεις.



Εικ. 5.4. Ιστόγραμμα του μέσου συντελεστή COP, για τη διάρκεια ενός έτους, ανά πόλη.



Εικ. 5.5. Ιστόγραμμα του μέσου εξεργειακού βαθμού απόδοσης η_{ex} ,για τη διάρκεια ενός έτους, ανά πόλη.



Εικ. 5.6. Ιστόγραμμα της μέσης κατανάλωσης έργου στον συμπιεστή W (kW) ,για τη διάρκεια ενός έτους, ανά πόλη.

5.2. Σύζευξη συστημάτων απορρόφησης – προσρόφησης με το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας και με την οικία.

5.2.1 Μοντελοποίηση σύζευξης

Η βασική ιδέα της παρούσας μοντελοποίησης είναι το σύστημα δέσμευσης ηλιακής ενέργειας να λειτουργεί όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 2. Όταν η θερμοκρασία φθάσει μια κατάλληλη τιμή, το θερμό νερό από το τροφοδοτικό δοχείο να κατευθύνεται στο εκάστοτε σύστημα και από αυτό το σύστημα η ωφέλιμη ισχύς, που θα προκύπτει, να είναι ίση με το γνωστό φορτίο (ψυκτικό ή θερμικό) της οικίας. Σε περίπτωση που δεν υπάρχει επαρκής ηλιακή ενέργεια, επειδή σκοπός είναι η 100% κάλυψη των φορτίων της οικίας, λειτουργεί ο προϋπάρχων λέβητας (αρχική υπόθεση της μοντελοποίησης της οικίας) και θερμαίνει νερό το οποίο εισέρχεται στο εκάστοτε σύστημα, μέχρι να καλυφθεί πλήρως η ζήτηση σε θέρμανση ή ψύξη.

Ειδικότερα, διακρίνονται και πάλι τέσσερις περιπτώσεις λειτουργίας της σύζευξης:

- **Περίπτωση 1:** Δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μικρότερη της ορισμένης τιμής πάνω από την οποία το τροφοδοτικό δοχείο στέλνει το θερμό νερό προς το σύστημα ψύξης-θέρμανσης.
Τότε, τα δύο ηλιακά υποσυστήματα παραμένουν κλειστά και δεν υπάρχει συναλλαγή θερμότητας πουθενά. Η ζήτηση πρέπει να καλυφθεί από το λέβητα φυσικού αερίου εξ ολοκλήρου. Έτσι, ο λέβητας θερμαίνει κατάλληλη ποσότητα νερού δικτύου μέχρι μια ορισμένη θερμοκρασία και έπειτα το νερό κατευθύνεται προς το σύστημα απορρόφησης ή προσρόφησης. Το σύστημα λειτουργεί και παράγει ωφέλιμη ισχύ τόσο, όσο το φορτίο της οικίας εκείνη τη στιγμή.
- **Περίπτωση 2:** Υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μικρότερη της ορισμένης τιμής πάνω από την οποία το τροφοδοτικό δοχείο στέλνει το θερμό νερό προς το σύστημα ψύξης-θέρμανσης.
Τότε, το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου λειτουργεί και θερμαίνει το νερό μέσα στο τροφοδοτικό δοχείο, αλλά το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσία του συστήματος ψύξης παραμένει κλειστό. Η ζήτηση και πάλι πρέπει να καλυφθεί από το λέβητα φυσικού αερίου εξ ολοκλήρου. Έτσι, ο λέβητας θερμαίνει ξανά κατάλληλη ποσότητα νερού δικτύου μέχρι μια ορισμένη θερμοκρασία και έπειτα το νερό κατευθύνεται προς το σύστημα απορρόφησης ή προσρόφησης. Το σύστημα λειτουργεί και παράγει ωφέλιμη ισχύ τόσο, όσο το φορτίο της οικίας εκείνη τη στιγμή.
- **Περίπτωση 3:** Δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μεγαλύτερη της ορισμένης τιμής πάνω από την οποία το τροφοδοτικό δοχείο στέλνει το θερμό νερό προς το σύστημα ψύξης-θέρμανσης.
Τότε, το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου παραμένει κλειστό, αλλά το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσία του συστήματος ψύξης λειτουργεί. Θερμό νερό κατευθύνεται προς το σύστημα ψύξης-θέρμανσης και η θερμότητά του αποτελεί την πηγή ενέργειας του συστήματος. Τώρα διακρίνονται δύο υποπεριπτώσεις: Πρώτη υποπερίπτωση είναι η ενέργεια, που προσφέρεται από το θερμό νερό, να επαρκεί, ώστε η ωφέλιμη ισχύς στο τέλος να καλύπτει το 100% του ζητούμενου από την οικία φορτίου. Τότε δεν υπάρχει ανάγκη για περαιτέρω πρόσδοση ενέργειας στο σύστημα. Η δεύτερη υποπερίπτωση είναι η ενέργεια, που προσφέρεται από το θερμό νερό, να μην επαρκεί, ώστε η ωφέλιμη ισχύς στο τέλος να καλύπτει το 100% του ζητούμενου από την οικία φορτίου. Κατά αυτόν τον τρόπο θα καλύπτεται κάποιο ποσοστό του ζητούμενου φορτίου. Το υπόλοιπο ποσοστό θα καλυφθεί ξανά από το λέβητα φυσικού αερίου με την ίδια διαδικασία που περιγράφηκε παραπάνω.
- **Περίπτωση 4:** Υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μεγαλύτερη των 65°C .
Τότε, το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών- τροφοδοτικού δοχείου αλλά και το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου λειτουργεί. Θερμό νερό κατευθύνεται προς το

σύστημα ψύξης-θέρμανσης και η θερμότητά του αποτελεί την πηγή ενέργειας του συστήματος. Διακρίνονται ξανά οι δύο προαναφερόμενες στην περίπτωση 3 υποπεριπτώσεις και αντίστοιχα τα δύο πιθανά σενάρια λειτουργίας.

5.2.2 Επικύρωση θεωρητικού μοντέλου

Γενικά:

- Όσον αφορά τα χαρακτηριστικά του τροφοδοτικού δοχείου και των συλλεκτών, ισχύουν τα όσα προαναφέρθηκαν στο Κεφάλαιο 2.
- Εάν η θερμοκρασία $T_{st.out}$ είναι μικρότερη από $65^{\circ}C$ το υποσύστημα τροφοδοτικού δοχείου - τροφοδοσία του συστήματος ψύξης παραμένει κλειστό.
- Τα συστήματα απορρόφησης – προσρόφησης λειτουργούν, όπως είναι γνωστό, σε τρεις θερμοκρασίες. Όταν το σύστημα λειτουργεί από το νερό των ηλιακών, τότε η ψυχρότερη θερμοκρασία είναι πάντα το νερό δικτύου, η ενδιάμεση ορίσθηκε να είναι $35^{\circ}C$, ενώ η μεγαλύτερη θερμοκρασία είναι η θερμοκρασία του νερού εξόδου από το τροφοδοτικό δοχείο $T_{st.out}$. Στην περίπτωση που το σύστημα λειτουργεί από το νερό του λέβητα φυσικού αερίου, τότε η ψυχρότερη θερμοκρασία είναι πάντα το νερό δικτύου, η ενδιάμεση ορίσθηκε να είναι $35^{\circ}C$, ενώ η μεγαλύτερη θερμοκρασία ορίσθηκε να είναι $85^{\circ}C$.
- Οι θερμοκρασίες νερού δικτύου θ_{water} [88], περιβάλλοντος θ_{amb} [88], η ακτινοβολία πάνω στο επίπεδο του συλλέκτη I_T [Κεφάλαιο 2], τα φορτία της οικίας [Κεφάλαιο 4] είναι γνωστά για όλες τις ώρες του έτους.
- Όλοι οι θερμοδυναμικοί υπολογισμοί έγιναν μέσω της βιβλιοθήκης CoolProp[73].

Ο κώδικας που δημιουργήθηκε στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB λειτουργεί ως εξής:

- Αρχικά, προσδιορίζεται ο αριθμός συλλεκτών και ο όγκος του τροφοδοτικού δοχείου, τα οποία σε μία πρώτη θεώρηση ορίσθηκαν ως 6 και 0.4 m^3 αντίστοιχα.
- Η παροχή όγκου των συλλεκτών είναι γνωστή από τα τεχνικά τους φυλλάδια, όπως και η επιφάνεια απορρόφησής τους.
- Αρχικοποιούνται όλες οι θερμοκρασίες του συστήματος, πριν ξεκινήσει η λειτουργία του, να είναι ίσες με την θερμοκρασία περιβάλλοντος την στιγμή που αρχίζει η λειτουργία του.
- Υπολογίζονται η μάζα του νερού στο τροφοδοτικό ως $M_{st} = V_{st} \cdot d$ και οι παροχές μάζας νερού που διέρχεται από τους συλλέκτες ως $\dot{m}_{col} = \dot{v}_{col} \cdot d$ και νερού που εξέρχεται από τροφοδοτικό από ως $\dot{m}_{st} = \dot{m}_{col}$.

Αφού ορίσθηκαν όλες οι παραπάνω μεταβλητές, ο κώδικας τρέχει για τις 8760 ώρες του έτους και για κάθε ώρα ελέγχει την υπάρχουσα ηλιακή ακτινοβολία πάνω στο επίπεδο του συλλέκτη I_T αλλά και την μέγιστη θερμοκρασία στο τροφοδοτικό δοχείο, για να καταλήξει ποια από τις τέσσερις περιπτώσεις ισχύει κάθε φορά.

- **Περίπτωση 1:** Η απόδοση η_{col} και η αποδιδόμενη ισχύς Q_{col} των συλλεκτών είναι 0. Η παροχή μάζας του νερού συλλεκτών $\dot{m}_{col} = 0$ και η θερμοκρασία σε κάθε επίπεδο του τροφοδοτικού δοχείου παραμένει ίδια. Ο λέβητας (boiler) θερμαίνει νερό δικτύου στους $85^{\circ}C$ και το στέλνει στο σύστημα απορρόφησης ή προσρόφησης. Σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στα κεφάλαια 3 ,4 προκύπτει

έναν συντελεστή COP και έναν εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος η_{ex} . Η ζητούμενη ωφέλιμη ισχύς είναι ίση με το φορτίο ψύξης ή θέρμανσης του σπιτιού Q_{house} , οπότε η απαιτούμενη ενέργεια του λέβητα είναι :

$$Q_{boiler} = Q_{feed} = \frac{Q_{house}}{COP} \quad (5.2.1)$$

Ο κώδικας, αφού εξετάσει, αν η οικία χρειάζεται ψύξη ή θέρμανση, υπολογίζει αυτή την απαιτούμενη ενέργεια του λέβητα και την απαιτούμενη παροχή μάζας νερού του λέβητα $\dot{m}_{w.boiler}$. Έπειτα υπολογίζει την εξέργεια του φυσικού αερίου που καταναλώθηκε ως:

$$Ex_{gas} = 1.04 \cdot \frac{Q_{boiler}}{0.95} \quad (5.2.2)$$

Όπου 0.95 είναι η απόδοση του λέβητα. Από την άλλη πλευρά, η εξέργεια του νερού υπολογίζεται ως:

$$Ex_{water} = \dot{m}_{w.boiler} (h_{w.out} - h_{w.in} - 298.15 \cdot (s_{w.out} - s_{w.in})) \quad (5.2.3)$$

Και η εξέργεια εξόδου από το σύστημα απορρόφησης προσρόφησης ως:

$$Ex_{out} = Ex_{in} \cdot \eta_{ex} = Ex_{water} \cdot \eta_{ex} \quad (5.2.4)$$

- **Περίπτωση 2:** Η απόδοση η_{col} , η αποδιδόμενη ισχύς Q_{col} και η παροχή μάζας του νερού συλλεκτών \dot{m}_{col} προσδιορίζεται σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στο κεφ2 (υποσύστημα 1). Οι θερμοκρασίες σε κάθε επίπεδο του τροφοδοτικού δοχείου προσδιορίζονται σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στο κεφ2 (υποσύστημα 2), αλλά παρόλα αυτά, τελικά, δεν μπορεί να δοθεί ενέργεια στο σύστημα απορρόφησης ή προσρόφησης. Ο λέβητας θερμαίνει και πάλι νερό δικτύου στους $85^{\circ}C$ και το στέλνει στο σύστημα απορρόφησης ή προσρόφησης. Έπειτα επαναλαμβάνεται ακριβώς η ίδια διαδικασία που περιγράφηκε στην περίπτωση 1 για το λέβητα και τις εξέργειες.
- **Περίπτωση 3:** Η απόδοση η_{col} , η αποδιδόμενη ισχύς Q_{col} και η παροχή μάζας του νερού συλλεκτών \dot{m}_{col} είναι 0. Οι θερμοκρασίες σε κάθε επίπεδο του τροφοδοτικού δοχείου προσδιορίζονται σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στο κεφ2 (υποσύστημα 2), διότι, παρόλο που δεν εισέρχεται ενέργεια στο τροφοδοτικό δοχείο, εξέρχεται προς το σύστημα απορρόφησης ή προσρόφησης. Η ζητούμενη ωφέλιμη ισχύς είναι ίση με το φορτίο ψύξης ή θέρμανσης του σπιτιού Q_{house} , οπότε η απαιτούμενη ισχύς που πρέπει να προσδοθεί είναι:

$$Q_{feed} = \frac{Q_{house}}{COP} \quad (5.2.5)$$

Ο κώδικας, αφού εξετάσει αν η οικία χρειάζεται ψύξη ή θέρμανση, υπολογίζει αυτή την απαιτούμενη ενέργεια Q_{feed} . Έπειτα ελέγχει αν η ενέργεια που παρέχει το νερό του τροφοδοτικού δοχείου είναι αρκετή, ώστε να καλύψει την απαιτούμενη ισχύ Q_{feed} . Σε αυτό το σημείο αξίζει να σημειωθεί πως τέθηκε ως κατώτατο όριο θερμοκρασίας εξόδου του νερού του τροφοδοτικού από το σύστημα ψύξης-θέρμανσης οι $25^{\circ}C$. Αν λοιπόν, είναι αρκετή η προσδιδόμενη ενέργεια από το τροφοδοτικό δοχείο, τότε το σύστημα ψύξης-θέρμανσης λειτουργεί εξ ολοκλήρου από την ενέργεια του δοχείου, οπότε σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στα κεφάλαια 3 ,4 προκύπτει ένας συντελεστής COP και ένας εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{ex} . Στη συνέχεια η εξέργεια του νερού υπολογίζεται από τον τύπο:

$$Ex_{water} = \dot{m}_{st}(h_{w.st.out} - h_{w.st.in} - 298.15 \cdot (s_{w.st.out} - s_{w.st.in})) \quad (5.2.6)$$

και η εξέργεια εξόδου από το σύστημα απορρόφησης προσρόφησης από τον τύπο

$$Ex_{out} = Ex_{in} \cdot \eta_{ex} = Ex_{water} \cdot \eta_{ex} \quad (5.2.7)$$

Αν τώρα η ενέργεια του δοχείου δεν είναι επαρκής, δηλαδή το νερό εξέρχεται από το σύστημα ψύξης-θέρμανσης με θερμοκρασία μικρότερη των $25^{\circ}C$, τότε υπολογίζεται όλη η ενέργεια που δύναται να εναποθέσει στο σύστημα, μέχρι η θερμοκρασία εξόδου του νερού από το σύστημα ψύξης-θέρμανσης να γίνει $T_{st.in} = 25^{\circ}C$. Το εναπομείναν ποσό ενέργειας θα καλυφθεί από το λέβητα, ο οποίος θα λειτουργήσει όπως έχει περιγραφεί παραπάνω, αλλά με τη διαφορά ότι η ισχύς του λέβητα θα είναι:

$$Q_{boiler} = Q_{feed} - Q_{st} \quad (5.2.8)$$

Η εξέργεια του νερού τελικά στην συγκεκριμένη περίπτωση θα είναι:

$$Ex_{water} = Ex_{water.st} + Ex_{water.boiler} \quad (5.2.9)$$

Και η εξέργεια εξόδου από το σύστημα απορρόφησης προσρόφησης

$$Ex_{out} = Ex_{in} \cdot \eta_{ex} = Ex_{water} \cdot \eta_{ex} = (Ex_{water.st} + Ex_{water.boiler}) \cdot \eta_{ex} \quad (5.2.10)$$

- **Περίπτωση 4:** Η απόδοση n_{col} , η αποδιδόμενη ισχύς Q_{col} και η παροχή μάζας του νερού συλλεκτών \dot{m}_{col} προσδιορίζεται σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στο κεφ2 (υποσύστημα 1). Οι θερμοκρασίες σε κάθε επίπεδο του τροφοδοτικού δοχείου προσδιορίζονται σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στο κεφ2 (υποσύστημα 2). Η ζητούμενη ωφέλιμη ισχύς είναι ίση με το φορτίο ψύξης ή θέρμανσης του σπιτιού

Q_{house} , οπότε η απαιτούμενη ισχύς, που πρέπει να προσδοθεί, υπολογίζεται από την εξίσωση (5.2.5).

Ο κώδικας αφού εξετάσει αν η οικία χρειάζεται ψύξη ή θέρμανση, υπολογίζει αυτή την απαιτούμενη ενέργεια Q_{feed} . Έπειτα ελέγχει αν η ενέργεια που παρέχει το νερό του τροφοδοτικού δοχείου είναι αρκετή, ώστε να καλύψει την απαιτούμενη ισχύ Q_{feed} . Και πάλι διακρίνονται οι δύο υποπεριπτώσεις: Αν είναι αρκετή η προσδιδόμενη ενέργεια από το τροφοδοτικό δοχείο, τότε το σύστημα ψύξης-θέρμανσης λειτουργεί εξ ολοκλήρου από την ενέργεια του δοχείου, οπότε σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στα κεφάλαια 3,4 προκύπτει ένας συντελεστής COP και ένας εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος n_{ex} . Έπειτα η εξέργεια του νερού υπολογίζεται από τον τύπο (5.2.6) και η εξέργεια εξόδου από το σύστημα απορρόφησης προσρόφησης από τον τύπο (5.2.7.) Αν η ενέργεια του δοχείου δεν είναι επαρκής, τότε υπολογίζεται όλη η ενέργεια που δύναται να εναποθέσει στο σύστημα, μέχρι η θερμοκρασία εξόδου του νερού από το σύστημα ψύξης-θέρμανσης να γίνει $T_{st.in} = 25^{\circ}C$. Το εναπομείναν ποσό ενέργειας θα καλυφθεί από το λέβητα, ο οποίος θα λειτουργήσει, όπως έχει περιγραφεί στην περίπτωση 3, οπότε κατά τα γνωστά η εξέργεια του νερού θα δίνεται από τον τύπο (5.2.9) και εξέργεια εξόδου από το σύστημα απορρόφησης προσρόφησης από τον τύπο (5.2.10).

Τελικά, αθροίζοντας τις εξέργειες όλων των ωρών του έτους προκύπτουν η συνολική εξέργεια φυσικού αερίου $Ex_{gas.total}$, η συνολική εξέργεια εξόδου από το σύστημα $Ex_{out.total}$. Η εισερχόμενη εξέργεια στο σύστημα από τους ηλιακούς συλλέκτες υπολογίζεται για κάθε ώρα από τον τύπο:

$$Ex_{sol} = \left(1 - \frac{T_{amb}}{5770}\right) \cdot Q_{col} \quad (5.2.11)$$

Η συνολική εξέργεια ηλιακών $Ex_{sol.total}$ προκύπτει αθροίζοντας όλες τις ωριαίες.

Τέλος, υπολογίζεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης όλης της σύζευξης ως:

$$\eta_{ex.total} = \frac{Ex_{out.total}}{Ex_{gas.total} + Ex_{sol.total}} \quad (5.2.12)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μόνο του συστήματος των ηλιακών, ο οποίος είναι και αυτός που τελικά αποτελεί το αντικείμενο μελέτης, υπολογίζεται ως:

$$\eta_{ex.ss} = \frac{\eta_{ex.total}}{\eta_{ex.boiler}} \quad (5.2.13)$$

Κεφάλαιο 6. Οικονομική αξιολόγηση

6.1. Ισχύον σύστημα ψύξης και θέρμανσης για την πρότυπη οικία

Το σενάριο, που προϋπάρχει από τη μοντελοποίηση της οικίας, είναι η λειτουργία κοινού κλιματιστικού συστήματος (air-condition) τροφοδοτούμενο με ρεύμα για την ψύξη του χώρου και λειτουργία κοινού λέβητα φυσικού αερίου απόδοσης 95% για την θέρμανση του χώρου.

Οι τιμές του ρεύματος δικτύου τόσο για οικιακούς όσο και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat [91] παρουσιάζονται παρακάτω:

Electricity prices, Second semester of 2015-2017
(EUR per kWh)

	Households ^(*)			Non-households ^(*)		
	2015S2	2016S2	2017S2	2015S2	2016S2	2017S2
EU-28	0.2103	0.2053	0.2048	0.1183	0.1133	0.1121
Euro area	0.2209	0.2203	0.2181	0.1230	0.1197	0.1183
Belgium	0.2352	0.2745	0.2877	0.1081	0.1158	0.1087
Bulgaria	0.0957	0.0938	0.0983	0.0782	0.0788	0.0742
Czech Republic	0.1408	0.1421	0.1488	0.0783	0.0732	0.0710
Denmark	0.3042	0.3084	0.3010	0.0906	0.0936	0.0978
Germany	0.2946	0.2977	0.3048	0.1493	0.1492	0.1514
Estonia	0.1291	0.1238	0.1319	0.0958	0.0896	0.0846
Ireland	0.2454	0.2338	0.2355	0.1357	0.1245	0.1241
Greece	0.1771	0.1723	0.1620	0.1150	0.1115	0.1190
Spain	0.2370	0.2284	0.2177	0.1133	0.1029	0.1032
France	0.1682	0.1711	0.1756	0.0951	0.0903	0.0920
Croatia	0.1312	0.1331	0.1236	0.0928	0.0877	0.0920
Italy	0.2428	0.2340	0.2080	0.1597	0.1556	0.1449
Cyprus	0.1838	0.1621	0.1826	0.1412	0.1295	0.1392
Latvia	0.1650	0.1624	0.1582	0.1183	0.1201	0.1159
Lithuania	0.1243	0.1171	0.1107	0.0997	0.0882	0.0825
Luxembourg	0.1767	0.1698	0.1618	0.0893	0.0858	0.0803
Hungary	0.1145	0.1125	0.1134	0.0870	0.0796	0.0779
Malta	0.1269	0.1274	0.1364	0.1405	0.1399	0.1377
Netherlands	0.1846	0.1592	0.1556	0.0846	0.0805	0.0764
Austria	0.1983	0.2010	0.1978	0.1047	0.1004	0.0997
Poland	0.1418	0.1352	0.1451	0.0861	0.0815	0.0862
Portugal	0.2285	0.2298	0.2230	0.1154	0.1132	0.1147
Romania	0.1319	0.1233	0.1289	0.0802	0.0771	0.0786
Slovenia	0.1631	0.1629	0.1613	0.0870	0.0832	0.0784
Slovakia	0.1517	0.1537	0.1442	0.1122	0.1112	0.1113
Finland	0.1530	0.1545	0.1599	0.0706	0.0694	0.0676
Sweden	0.1874	0.1962	0.1993	0.0590	0.0656	0.0647
United Kingdom	0.2183	0.1831	0.1856	0.1520	0.1278	0.1246
Iceland	0.1265	0.1478	0.1518	:	0.0652	:
Liechtenstein	0.1803	0.1678	:	0.1612	0.1479	:
Norway	0.1434	0.1631	0.1605	0.0685	0.0813	0.0703
Montenegro	0.0988	0.0970	0.1003	0.0764	0.0782	0.0770
Former Yugoslav Republic of Macedonia	0.0835	0.0828	0.0811	0.0811	0.0521	0.0561
Albania	0.0819	0.0835	0.0856	:	:	:
Serbia	0.0645	0.0654	0.0695	0.0678	0.0470	0.0751
Turkey	0.1222	0.1205	0.0959	0.0702	0.0725	0.0601
Bosnia and Herzegovina	0.0828	0.0844	:	0.0613	0.0607	:
Kosovo*	0.0614	0.0592	0.0654	0.0809	0.0771	0.0799
Moldova	0.0881	0.0923	0.1013	0.0765	0.0778	0.0852
Ukraine	:	0.0320p	0.0383	:	:	:

(*) This designation is without prejudice to positions on status, and is in line with UNSCR 1244/1999 and the ICJ Opinion on the Kosovo Declaration of Independence.

(.) not available

(p) Provisional

(*) Annual consumption: 2 500 kWh < consumption < 5 000 kWh.

(*) Annual consumption: 500 MWh < consumption < 2 000 MWh.

Source: Eurostat (online data codes: nrg_pc_204 and nrg_pc_205)

eurostat 

Εικ. 6.1. Τιμή του ρεύματος δικτύου για οικιακούς και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat [91], για τα δεύτερα εξάμηνα των ετών 2015-2017.

Για τις πόλεις, στις οποίες αναφέρεται η παρούσα μελέτη, παρατίθεται ο συνοπτικός πίνακας με τις τιμές του ρεύματος δικτύου για το δεύτερο εξάμηνο του 2017, δηλαδή την πιο επίκαιρη τιμή.

Πιν. 6.1. Τιμές του ρεύματος δικτύου για το δεύτερο εξάμηνο του 2017

Πόλη	-	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
Τιμή	Οικιακά	0.1620	0.3048	0.2177	0.2080	0.1756
ρεύματος (€/kWh)	Λοιποί καταναλωτές	0.1190	0.1514	0.1032	0.1449	0.0920

Οι τιμές του φυσικού αερίου τόσο για οικιακούς όσο και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat [92] παρουσιάζονται παρακάτω:

Gas prices, Second semester of 2016-2017
(EUR per kWh)

	Households ^(*)			Non-households ^(*)		
	2015S2	2016S2	2017S2	2015S2	2016S2	2017S2
EU-28	0.0711	0.0636	0.0633e	0.0344	0.0299	0.0281e
Euro area	0.0770	0.0719	0.0719e	0.0347	0.0313	0.0293e
Belgium	0.0621	0.0534	0.0552	0.0286	0.0257	0.0229
Bulgaria	0.0391	0.0311	0.0375	0.0269	0.0192	0.0253
Czech Republic	0.0583	0.0563	0.0566	0.0294	0.0258	0.0245
Denmark	0.0764	0.0741	0.0875	0.0344	0.0301	0.0335
Germany	0.0681	0.0642	0.0609	0.0377	0.0332	0.0307
Estonia	0.0384	0.0328	0.0413	0.0271	0.0234	0.0277
Ireland	0.0724	0.0678	0.0649	0.0370	0.0339	0.0323
Greece	0.0750	0.0652		0.0360	0.0283	
Spain	0.0956	0.0857	0.0865	0.0317	0.0260	0.0267
France	0.0733	0.0676	0.0695	0.0367	0.0378	0.0345
Croatia	0.0459	0.0370	0.0366	0.0351	0.0275	0.0247
Italy	0.0905	0.0838p	0.0874	0.0319	0.0273	0.0253
Latvia	0.0485	0.0406	0.0393	0.0294	0.0248	0.0285
Lithuania	0.0436	0.0387	0.0395	0.0218	0.0245	0.0331
Luxembourg	0.0482	0.0418	0.0398	0.0372	0.0330	0.0314
Hungary	0.0352	0.0360	0.0365	0.0338	0.0275	0.0246
Netherlands	0.0803	0.0808	0.0815	0.0321	0.0285	0.0269
Austria	0.0711	0.0674	0.0699	0.0378	0.0341	0.0326
Poland	0.0498	0.0441	0.0442	0.0338	0.0261	0.0276
Portugal	0.0982	0.0815	0.0799	0.0379	0.0276	0.0271
Romania	0.0340	0.0323	0.0309e	0.0290	0.0262	0.0258e
Slovenia	0.0609	0.0563	0.0532	0.0380	0.0326	0.0320
Slovakia	0.0495	0.0445	0.0445	0.0347	0.0312	0.0291
Finland				0.0422	0.0440	0.0532
Sweden	0.1173	0.1142	0.1125	0.0418	0.0384	0.0466
United Kingdom	0.0668	0.0501	0.0479	0.0351	0.0249	0.0224
Liechtenstein	0.0925	0.0823		0.0598	0.0529	
Former Yugoslav Republic of Macedonia			0.0510	0.0272	0.0213	0.0261
Serbia	0.0514	0.0326	0.0339	0.0361	0.0300	0.0309
Turkey	0.0400	0.0301	0.0243	0.0252	0.0224	0.0173
Bosnia and Herzegovina	0.0347	0.0336		0.0532	0.0379	
Moldova	0.0315	0.0295	0.0311	0.0271	0.0252	0.0265
Ukraine		0.0238	0.0217		0.0226	

(.) not available

(p) Provisional

(e) Estimate

(*) Annual consumption: 5 555 kWh < consumption < 55 555 kWh (20 - 200 GJ).

(*) Annual consumption: 2 778 MWh < consumption < 27 778 MWh (10 000 - 100 000 GJ).

Source: Eurostat (online data codes: nrg_pc_202 and nrg_pc_203)

eurostat 

Εικ. 6.2. Τιμή του φυσικού αερίου για νοικοκυριά και για λοιπούς καταναλωτές, για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες, σύμφωνα με την Eurostat [92], για τα δεύτερα εξάμηνα των ετών 2015-2017.

Για τις πόλεις, στις οποίες αναφέρεται η παρούσα μελέτη, παρατίθεται ο συνοπτικός πίνακας με τις τιμές του φυσικού αερίου για το δεύτερο εξάμηνο του 2017.

Πιν. 6.2. Τιμές του φυσικού αερίου για το δεύτερο εξάμηνο του 2017

Πόλη	-	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
Τιμή Φ.Α. (€/kWh)	Οικιακά	0.0652	0.0609	0.0865	0.0874	0.0695
	Λοιποί καταναλωτές	0.0283	0.0307	0.0267	0.0253	0.0345

Με βάση τα παραπάνω και γνωρίζοντας επίσης τα ψυκτικά και θερμικά φορτία του χώρου από το κεφάλαιο 6, το ετήσιο κόστος λειτουργίας (Μεταβαλλόμενο κόστος, Variable Cost-VC) προκύπτει ως εξής:

- Για την ψύξη του χώρου πολλαπλασιάζονται όλα τα ωριαία ψυκτικά φορτία με την τιμή του ρεύματος σε €/kWh της εκάστοτε χώρας και καταναλωτή για τη διάρκεια ενός χρόνου.
- Για την θέρμανση του χώρου διαιρούνται όλα τα ωριαία θερμικά φορτία με την απόδοση του λέβητα 0.95 (έτσι βρίσκεται η εκάστοτε ωριαία ποσότητα φυσικού αερίου που κάηκε στο λέβητα) και έπειτα πολλαπλασιάζονται με την τιμή του φυσικού αερίου €/kWh της εκάστοτε χώρας και καταναλωτή για τη διάρκεια ενός χρόνου.
- Αθροίζοντας τα δύο παραπάνω ετήσια κόστη ψύξης και θέρμανσης, προκύπτει το ετήσιο κόστος VC για την ισχύουσα περίπτωση.

Έτσι υπολογίζεται :

Πιν. 6.3. Κόστος λειτουργίας VC του συστήματος αναφοράς της οικίας για κάθε πόλη.

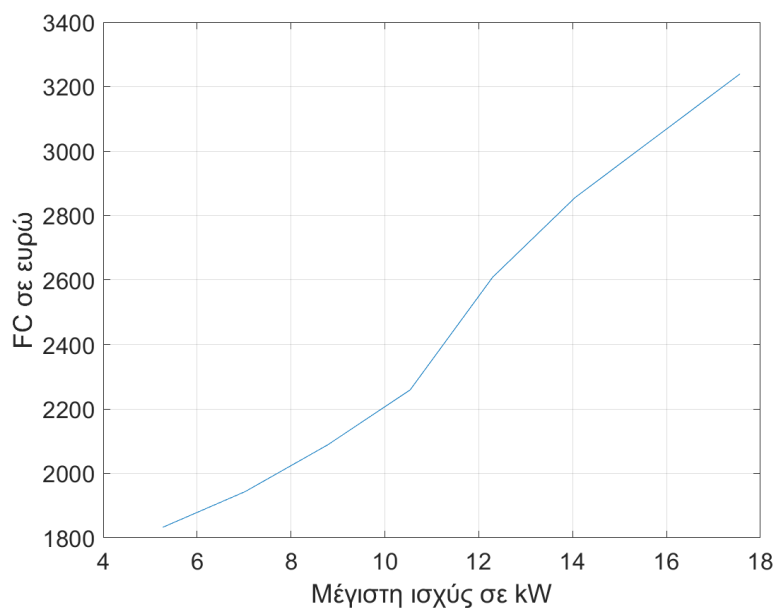
Πόλη	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
VC (€)	502	1178	875	710	1004

6.2. Σύστημα μηχανικής συμπίεσης

Για το σύστημα μηχανικής συμπίεσης διακρίνονται δύο κόστη.

- Το κόστος αγοράς του συστήματος και εγκατάστασής του και των σωληνώσεων (Σταθερό κόστος, Fixed Cost- FC)
- Το ετήσιο κόστος λειτουργίας (Μεταβαλλόμενο κόστος, Variable Cost- VC)

Όσον αφορά το πρώτο κόστος (FC) , ήδη από τη μοντελοποίηση του συστήματος μηχανικής συμπίεσης στο κεφ. 5 επιλέχθηκαν ,για κάθε περίπτωση διαφορετικής πόλης , διαφορετικά συστήματα από την εταιρία Carrier. Με βάση δεδομένα της εταιρίας δημιουργήθηκε μια καμπύλη σταθερού κόστους FC – μέγιστης θερμικής ισχύος του συστήματος, η οποία παρουσιάζεται στην Εικ. 6.3



Εικ. 6.3. Διάγραμμα σταθερού κόστους FC του συστήματος μηχανικής συμπίεσης συναρτήσει της μέγιστης θερμικής ισχύος του σύμφωνα με στοιχεία της εταιρίας Carrier [86].

Ο Πιν. 5.1 αναπροσαρμόζεται κατά αυτόν τον τρόπο :

Πιν. 6.4. Κόστος αγοράς και εγκατάστασης FC του συστήματος μηχανικής συμπίεσης για κάθε πόλη.

Πόλη	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
Μέγιστο ψυκτικό φορτίο (kW)	4.9497	3.6609	6.4653	4.0398	3.1200
Μέγιστο θερμικό φορτίο (kW)	3.7022	7.5089	5.2295	4.6004	6.6714
Μοντέλο Carrier	008H	015H	012H	008H	012H
Μέγιστη θερμική ισχύς (kW)	7.16	14.46	11.86	7.16	11.86
Κόστος FC €	1960	2913	2513	1960	2513

Έτσι, προκύπτει το κόστος αγοράς του συστήματος και εγκατάστασης του FC για κάθε περίπτωση.

Όσον αφορά το κόστος λειτουργίας του συστήματος VC, ήδη από το προηγούμενο κεφάλαιο έχει υπολογισθεί το έργο που καταναλώνεται στον συμπιεστή του συστήματος. Ο συμπιεστής αποτελεί την πηγή που τροφοδοτεί με ενέργεια όλο το σύστημα μηχανικής συμπίεσης και ο ίδιος τροφοδοτείται από ηλεκτρικό ρεύμα. Έτσι, ουσιαστικά η ισχύς που καταναλώνει δημιουργεί και το μεταβαλλόμενο κόστος του συστήματος VC.

Αθροίζοντας για ένα έτος όλες τις καταναλώσεις ισχύος ανά ώρα του έτους (θεωρήθηκε πως ο συμπιεστής λειτουργεί με βαθμό απόδοσης 99%) και πολλαπλασιάζοντας με την τιμή του ρεύματος προκύπτει τελικά το μεταβαλλόμενο κόστος του συστήματος VC.

Έτσι υπολογίζεται :

Πιν. 6.5. Μεταβαλλόμενο κόστος VC του συστήματος μηχανικής συμπίεσης για κάθε πόλη.

Πόλη	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
VC €	333	1753	575	428	740

Τέλος υπολογίζεται η περίοδος αποπληρωμής (pay-back period – PBP) για την επένδυση στο σύστημα. Αρχικά, υπολογίζεται η εξοικονόμηση χρημάτων ανά έτος (Cash-flow) σε σχέση με την αρχική προϋπάρχουσα εναλλακτική. Έπειτα η περίοδος αποπληρωμής (PBP) προσδιορίζεται ως ο λόγος του σταθερού κόστους FC της επένδυσης προς την εξοικονόμηση χρημάτων ανά έτος (Cash-flow).

Έτσι προκύπτει:

Πιν. 6.6. Περίοδος αποπληρωμής του συστήματος μηχανικής συμπίεσης για κάθε πόλη.

Πόλη	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
$VC_{reference}$ €	502	1178	875	710	1004
VC €	333	1753	575	428	740
Κέρδος ανά έτος €	169	-	300	282	264
PBP σε έτη	12	-	8.5	7	10

Σημείωση: Στα μεγέθη έχει γίνει στρογγυλοποίηση, ώστε να μην έχουν δεκαδικά ψηφία, καθώς σκοπός της συγκεκριμένης οικονομικής εκτίμησης είναι η προσέγγιση των οικονομικών μεγεθών ως μία πρώτη εικόνα.

Σχολιασμός-Συμπεράσματα:

Αρχικά, όπως παρατηρείται από τον παραπάνω πίνακα, η εγκατάσταση του το συστήματος μηχανικής συμπίεσης εν γένει συμφέρει, διότι υπάρχει σχεδόν σε όλες τις περιπτώσεις μείωση του κόστους λειτουργίας VC. Επιπλέον, εξετάζοντας και την περίοδο αποπληρωμής της επένδυσης, αυτή γίνεται ακόμη πιο θελκτική στο συγκεκριμένο σύστημα, επειδή κυμαίνεται σε χρονικό διάστημα κάτω των 10 ετών, γεγονός εξαιρετικά ελκυστικό για μία τεχνολογική επένδυση. Το ασύγκριτο πλεονέκτημα του συγκεκριμένου συστήματος είναι ο μεγάλος συντελεστής COP που παρουσιάζει. Έτσι, παρόλο που καταναλώνει ηλεκτρικό ρεύμα, το οποίο έχει ακριβότερη τιμή αγοράς ανά kWh σε σχέση με άλλες πηγές ενέργειας, εν τέλει το κόστος λειτουργίας του παραμένει μικρό, διότι δεν καταναλώνονται μεγάλα ποσά ενέργειας στον συμπιεστή.

Εξαίρεση στα παραπάνω αποτελεί η περίπτωση του Βερολίνου, καθώς στη συγκεκριμένη πόλη φαίνεται πως η αλλαγή συστήματος θα αυξήσει το κόστος λειτουργίας VC, συνεπώς είναι μη συμφέρουσα. Εκτενέστερη εξέταση της συγκεκριμένης περίπτωσης καθιστά την διαφορά αυτή απολύτως λογική. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα (μοντελοποίηση οικίας), το Βερολίνο έχει μικρή ανάγκη σε ψύξη και μεγάλη σε θέρμανση. Για τη θέρμανση χρησιμοποιείται ως πρωταρχική πηγή ενέργειας φυσικό αέριο, του οποίου η τιμή είναι πολύ πιο μικρή συγκριτικά με του ηλεκτρισμού. Ειδικά στην Γερμανία παρατηρείται το φαινόμενο η τιμή του φυσικού αερίου να είναι η μικρότερη από τις χώρες δειγματοληψίας, ενώ του ηλεκτρικού ρεύματος η μεγαλύτερη. Έτσι, παρά τα οφέλη του συστήματος μηχανικής συμπίεσης, η πηγή τροφοδοσίας του είναι όλο το χρόνο το ηλεκτρικό ρεύμα. Αντίθετα στην ισχύουσα περίπτωση καταναλώνεται κυρίως φυσικό αέριο και τις λίγες ώρες

που χρειάζεται ψύξη καταναλώνεται ηλεκτρικό ρεύμα. Τελικά, όλες οι προαναφερόμενες παράμετροι καθιστούν την επένδυση στο Βερολίνο μη συμφέρουσα.

6.3. Συστήματα απορρόφησης- προσρόφησης.

Για τα συστήματα απορρόφησης και προσρόφησης, διακρίνονται και πάλι τα δύο κόσθη.

- Το κόστος αγοράς του συστήματος και εγκατάστασής του (Σταθερό κόστος, Fixed Cost- FC)
- Το ετήσιο κόστος λειτουργίας (Μεταβαλλόμενο κόστος, Variable Cost- VC)

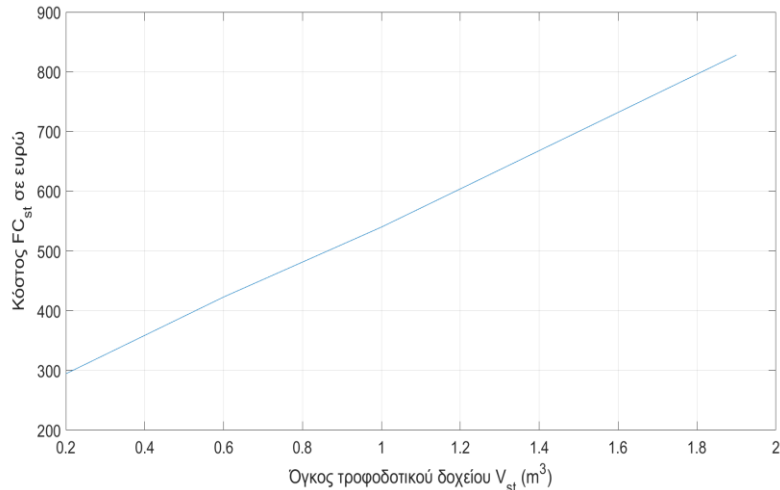
Αναφορικά με το κόστος FC του συστήματος ψύξης-θέρμανσης, ισχύει ότι για ένα σύστημα απορρόφησης το κόστος είναι περίπου 1493.6 €/kW [93] και για ένα σύστημα προσρόφησης το κόστος είναι περίπου 2317 €/kW [94]. Επειδή, όπως έχει αναφερθεί, σκοπός είναι η κάλυψη των φορτίων της οικίας κατά 100%, τα συστήματα διαστασιολογήθηκαν και εκτιμήθηκαν οικονομικά βάσει των μέγιστων φορτίων της οικίας. Έτσι δημιουργήθηκε ο παρακάτω πίνακας, στον οποίο παρουσιάζονται τα μέγιστα φορτία για κάθε πόλη και το τελικό κόστος του συστήματος ψύξης-θέρμανσης FC.

Πιν. 6.7. Κόστος αγοράς και εγκατάστασης FC των συστημάτων απορρόφησης και προσρόφησης για κάθε πόλη.

Πόλη	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
Μέγιστο ψυκτικό φορτίο (kW)	4.9497	3.6609	6.4653	4.0398	3.1200
Μέγιστο θερμικό φορτίο (kW)	3.7022	7.5089	5.2295	4.6004	6.6714
Κόστος συστήματος προσρόφησης $FC_{adsorption}$ (€)	11468	17398	14980	10659	15458
Κόστος συστήματος απορρόφησης $FC_{absorption}$ (€)	7393	11215	9657	6871	9964

Το κόστος αγοράς και εγκατάστασης των ηλιακών συλλεκτών εξαρτάται καταρχάς από την συλλεκτική επιφάνεια και είναι για τους επίπεδους συλλέκτες FPC 210.4 €/m²[95] ενώ για τους συλλέκτες κενού ETC 700 €/m² [96].

Επίσης, το κόστος αγοράς και εγκατάστασης του τροφοδοτικού δοχείου εξαρτάται από την χωρητικότητα του δοχείου σε νερό. Με βάση δεδομένα της εταιρίας Cerbos [97] δημιουργήθηκε μια καμπύλη σταθερού κόστους FC_{st} (€)-χωρητικότητας του δοχείου V_{st} (m³)-, η οποία παρουσιάζεται στην *Εικ. 6.4*



Εικ. 6.4. Διάγραμμα σταθερού κόστους FC_{st} του τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει του όγκου του V_{st} σύμφωνα με στοιχεία της εταιρίας Cerbos.

Τέλος, αναφορικά με το κόστος των σωληνώσεων, θεωρήθηκε πως χρησιμοποιούνται σωλήνες διαμέτρου $\Phi 22.25 \text{ mm}$ και μήκους $L = 25 \text{ m}$. Το κόστος εγκατάστασής τους FC_{pipe} € δίνεται από την εξίσωση [98]:

$$FC_{pipe} = (0.89 + 0.28 \cdot D) \cdot L \quad (6.3.1)$$

Το κόστος αγοράς και εγκατάστασης του συστήματος ηλιακής ψύξης και θέρμανσης προσρόφησης προκύπτει με άθροιση των επιμέρους κοστών FC και είναι :

$$FC = FC_{adsorption} + FC_{col} + FC_{st} + FC_{pipe} \quad (6.3.2)$$

Ενώ το κόστος αγοράς και εγκατάστασης του συστήματος ηλιακής ψύξης και θέρμανσης απορρόφησης κατά αναλογία είναι:

$$FC = FC_{absorption} + FC_{col} + FC_{st} + FC_{pipe} \quad (6.3.3)$$

Σχετικά με το κόστος λειτουργίας του συστήματος, VC, ήδη από το προηγούμενο κεφάλαιο έχει αναφερθεί πως για την κάλυψη των φορτίων της οικίας κατά 100% θα λειτουργεί ως εφεδρικό σύστημα παροχής ενέργειας ο προϋπάρχων λέβητας της οικίας. Οπότε το κόστος λειτουργίας του συστήματος VC ανάγεται ουσιαστικά στο κόστος λειτουργίας του λέβητα και σε ένα κόστος συντήρησης του συνολικού συστήματος το οποίο εκτιμήθηκε να είναι της τάξεως του 0.5% της αρχικής επένδυσης.

Για το κόστος λειτουργίας του λέβητα ισχύει ό,τι ακριβώς περιγράφηκε στην αρχή του κεφαλαίου. Συγκεκριμένα, αν Q_{boiler} (kW) είναι η ενέργεια σε διάρκεια μίας ώρας που χρειάζεται να παρέχει ο λέβητας (βαθμός απόδοσης 95%) στο σύστημα, τότε το κόστος λειτουργίας είναι ίσο με [92]:

$$VC_{boiler} = \frac{Q_{boiler}}{0.95} \cdot \left(\text{τιμή φυσικού αερίου} \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right) \quad (6.3.4)$$

σε διάρκεια ενός έτους. Τελικά,

$$VC = VC_{boiler} + 0.5\% FC \quad (6.3.5)$$

Τέλος, υπολογίζεται η εξοικονόμηση χρημάτων ανά έτος (Cash-flow) σε σχέση με την αρχική προϋπάρχουσα εναλλακτική. Έπειτα η περίοδος αποπληρωμής (PBP) προσδιορίζεται, όπως ακριβώς περιγράφηκε παραπάνω.

Όπως γίνεται φανερό, το μεγαλύτερο ποσό χρημάτων στις συγκεκριμένες επενδύσεις δαπανάται για την αγορά και εγκατάσταση του όλου συστήματος. Το ποσό αυτό επηρεάζεται έντονα από δύο κύριους παράγοντες. Τον αριθμό συλλεκτών και τον όγκο του τροφοδοτικού δοχείου. Ταυτόχρονα οι δύο αυτοί παράγοντες συντελούν έμμεσα και στην μεταβολή του κόστους λειτουργίας. Πρέπει να ακολουθήσει περαιτέρω μελέτη για να αποσαφηνιστεί ποιος είναι ο βέλτιστος συνδυασμός των δύο παραπάνω μεγεθών, ο οποίος εξασφαλίζει τη μεγαλύτερη οικονομική βιωσιμότητα.

Κεφάλαιο 7. Βελτιστοποίηση ηλιακών συστημάτων

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται και αναλύονται τα αποτελέσματα της εύρεσης βέλτιστων λύσεων τόσο από οικονομική όσο και από εξεργειακή άποψη. Τα αποτελέσματα αυτά προέκυψαν από αλγόριθμο πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης βασιζόμενο στη μοντελοποίηση που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 5 και Κεφάλαιο 6.

Συγκεκριμένα, για κάθε πόλη και για τα δύο είδη συλλεκτών δημιουργήθηκαν συναρτήσεις στο προγραμματιστικό περιβάλλον της Matlab. Οι συναρτήσεις αυτές μοντελοποιούν τη σύζευξη του συστήματος σε βάθος ενός έτους λειτουργίας, όπως περιγράφηκε στη παράγραφο 5.2 και έπειτα γίνεται η οικονομική αξιολόγηση του συστήματος σύμφωνα με τα όσα περιγράφηκαν στη παράγραφο 6.3. Ουσιαστικά πρόκειται για συναρτήσεις δύο μεταβλητών εισόδου:

- του αριθμού συλλεκτών του συστήματος
- του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου του συστήματος

και δύο μεταβλητών εξόδου:

- του μέσου ετήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος
- της περιόδου αποπληρωμής της επένδυσης

Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί εν συντομία η έννοια του γενετικού αλγόριθμου: Οι γενετικοί αλγόριθμοι αποτελούν μια μέθοδο για την επίλυση προβλημάτων βελτιστοποίησης. Είναι εμπνευσμένοι από τις αρχές της Βιολογικής Εξέλιξης (Δαρβίνος) καθώς μιμούνται μια διαδικασία φυσικής επιλογής. Ο αλγόριθμος τροποποιεί επανειλημμένα έναν πληθυσμό ξεχωριστών λύσεων του συστήματος. Σε κάθε βήμα, ο γενετικός αλγόριθμος επιλέγει τυχαία λύσεις του συστήματος από τον εκάστοτε πληθυσμό λύσεων και τα χρησιμοποιεί ως "γονείς" για να παράγουν τα "παιδιά" για την επόμενη γενιά. Σε διαδοχικές γενιές, ο πληθυσμός "εξελίσσεται" προς μια βέλτιστη λύση.

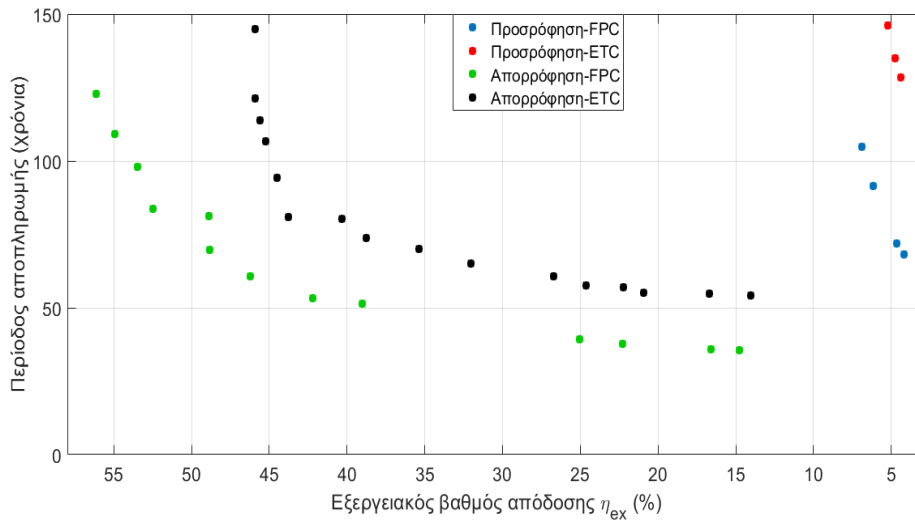
Στις περιπτώσεις των συναρτήσεων που δημιουργήθηκαν, αρχικά επιλέχθηκαν οι πιθανές λύσεις του συστήματος.

- Για τον αριθμό συλλεκτών οι πιθανές λύσεις περιορίστηκαν στο διάστημα [2,40] το οποίο είναι και λογικό, καθώς χρήση λιγότερων των 2 συλλεκτών δεν έχει αντικειμενική ουσία, ενώ χρήση παραπάνω των 40 είναι απαγορευτική καθαρά λόγω έλλειψης χώρου στην οροφή της οικίας.
- Για τον όγκο του τροφοδοτικού δοχείου οι πιθανές λύσεις περιορίστηκαν στο διάστημα [0.1, 3] m³ καθώς μικρότερο δοχείο δεν έχει πρακτική εφαρμογή, ενώ μεγαλύτερο δεν συνιστάται να χρησιμοποιηθεί σε συστήματα τέτοιου μεγέθους.

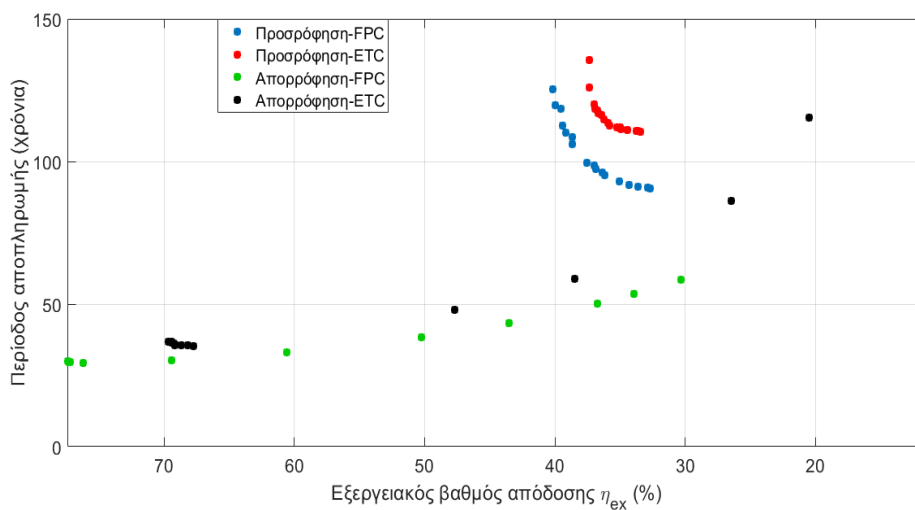
Από το σύνολο των πιθανών λύσεων ο αλγόριθμος ρυθμίστηκε, ώστε να επιλέγει ως πληθυσμό 50 πιθανές λύσεις για να δημιουργηθεί η επόμενη γενιά. Επιλέχθηκε επίσης ο αλγόριθμος να ολοκληρώνεται μετά από 10 γενιές, καθώς περαιτέρω γενεές βελτιώνουν ελάχιστα το τελικό αποτέλεσμα, σε σχέση με το υπολογιστικό κόστος στο οποίο αναλογεί η αύξηση του αριθμού των γενεών.

Αφού λοιπόν ολοκληρώθηκε η προαναφερόμενη διαδικασία εύρεσης βέλτιστων λύσεων για κάθε μία εκ των δημιουργημένων συναρτήσεων, προκύπτουν τα εξής αποτελέσματα:

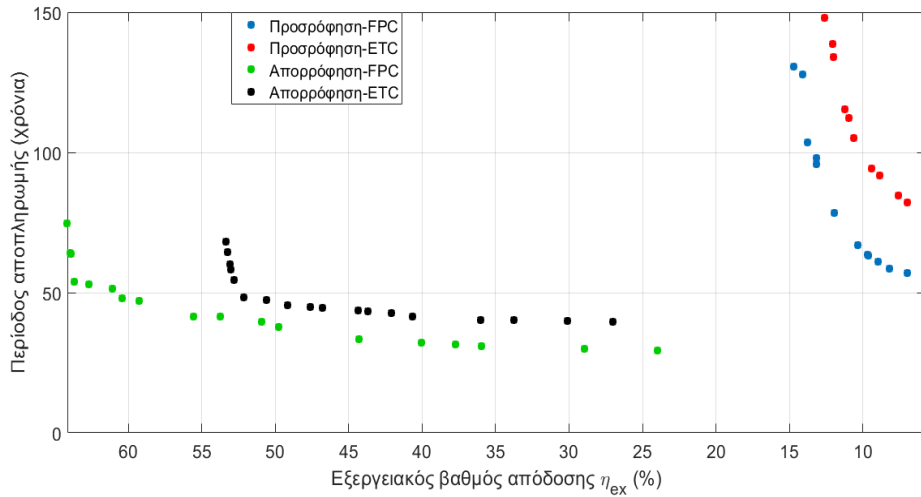
7.1. Διαγράμματα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC.



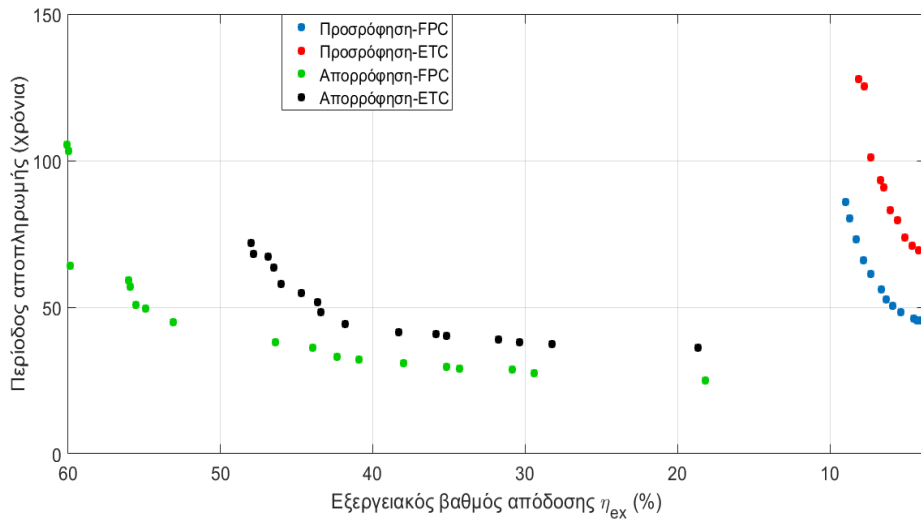
Εικ. 7.1. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για την Αθήνα.



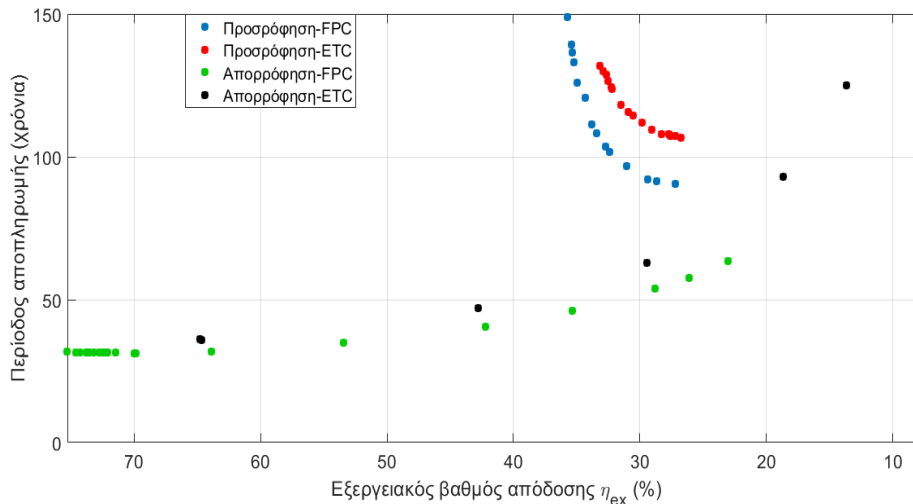
Εικ. 7.2. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για το Βερολίνο.



Εικ. 7.3. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για την Μαδρίτη.



Εικ. 7.4. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για τη Νάπολη.



Εικ. 7.5. Διάγραμμα βέλτιστων λύσεων περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC, για το Παρίσι.

Σχολιασμός-Συμπεράσματα:

Το διάγραμμα της Εικ. 7.1 αποτελεί ουσιαστικά το μέτωπο Pareto των λύσεων του συστήματος πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης που προέκυψαν από το γενετικό αλγόριθμο για την πόλη της Αθήνας.

- Όλες οι καμπύλες παρουσιάζουν την ίδια μονοτονία, η οποία αντικατοπτρίζει πως τα μεγέθη περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι αντιστρόφως ανάλογα. Καθώς περισσότεροι ηλιακοί συλλέκτες προστίθενται στο σύστημα, μειώνεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσής του. Ταυτόχρονα, όμως, η επένδυση συμφέρει περισσότερο, επειδή το σύστημα εκμεταλλεύεται περισσότερη ηλιακή ενέργεια. Ειδικά στην προκειμένη περίπτωση της Αθήνας, που υπάρχει μεγάλη ηλιοφάνεια, η χρήση πολλών συλλεκτών είναι επιβεβλημένη για την αποδοτικότητα και βιωσιμότητα της επένδυσης.
- Παρατηρείται πως τα συστήματα προσρόφησης παρουσιάζουν πολύ μεγάλες περιόδους αποπληρωμής, γεγονός που οφείλεται σε δύο κύριους παράγοντες. Πρώτον, ότι το κόστος αγοράς και εγκατάστασης του συστήματος (FC) είναι υψηλό ιδίως συγκριτικά με τα συστήματα απορρόφησης. Δεύτερον, τα συστήματα προσρόφησης παρουσιάζουν χαμηλούς συντελεστές COP κι έτσι δαπανάται περισσότερη ενέργεια από την περίπτωση της απορρόφησης για να επιτευχθεί το ίδιο αποτέλεσμα.
- Αξίζει να σημειωθεί πως το σύστημα προσρόφησης με συλλέκτες FPC είναι αρκετά πιο οικονομικό από αυτό με ETC. Η διαφορά αυτή οφείλεται στο αρχικό υψηλό κόστος των συλλεκτών ETC, το οποίο είναι περίπου 3.3 φορές υψηλότερο από των FPC. Για το λόγο αυτό, παρά την καλύτερη απόδοσή τους, οι ETC καθίστανται εν τέλει οικονομικά ασύμφοροι. Παρόμοια συμπεριφορά παρουσιάζουν και τα συστήματα απορρόφησης με οικονομικότερο το σύστημα απορρόφησης με συλλέκτες FPC για τους ίδιους λόγους που προαναφέρθηκαν.

- Τελικά προκύπτει πως το οικονομικότερο και αποδοτικότερο σύστημα είναι αυτό της απορρόφησης με συλλέκτες FPC, το οποίο παρουσιάζει βέλτιστο εξεργειακό βαθμό απόδοσης σχεδόν 60% και βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής περίπου 35 χρόνια. Με δεδομένο ότι μια τεχνολογική επένδυση θεωρείται συμφέρουσα, αν η περίοδος αποπληρωμής δεν ξεπερνά τα 20 περίπου χρόνια, προκειμένου η τεχνολογία να έχει κάποια εναπομείνουσα αξία και να μην θεωρηθεί παρωχημένη, γίνεται αντιληπτό πως σε μία πρώτη ανάλυση η υπό εξέταση επένδυση δεν καθίσταται ελκυστική. Από την άλλη πλευρά, αναδεικνύει το γεγονός ότι η εν λόγω επένδυση με ένα ποσοστό επιχορήγησης της τάξης του 40% μπορεί να καταστεί οικονομικά συμφέρουσα.

Η περίπτωση του Βερολίνου, όπως φαίνεται στο διάγραμμα της *Εικ. 7.2* είναι διαφορετική από της Αθήνας.

- Παρατηρείται ότι οι καμπύλες των συστημάτων προσρόφησης παρουσιάζουν διαφορετική μονοτονία από των καμπυλών της απορρόφησης. Στις μεν καμπύλες προσρόφησης τα μεγέθη περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι αντιστρόφως ανάλογα, στις δε καμπύλες απορρόφησης τα μεγέθη είναι ανάλογα. Ενώ, λοιπόν, για την περίπτωση της προσρόφησης το διάγραμμα αποτελεί ουσιαστικά το μέτωπο Pareto των λύσεων του συστήματος πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης, που προέκυψαν από το γενετικό αλγόριθμο, για την περίπτωση της απορρόφησης υπάρχει ένα ολικό βέλτιστο σημείο (global optimum), το οποίο βελτιστοποιεί και τις δύο παραμέτρους ταυτόχρονα, με συνέπεια το μέτωπο Pareto για την προκειμένη περίπτωση να αποτελείται από πρακτικά μόνο αυτό το σημείο. Αντί του ενός σημείου που δεν δίνει επαρκείς πληροφορίες, επιλέχθηκε να εμφανισθεί ένα σύνολο βέλτιστων τιμών, που αποτυπώνουν τη συμπεριφορά του συγκεκριμένου συστήματος ως προς τις δύο μεταβλητές.
- Γενικά, όπως φαίνεται από το διάγραμμα, στην παρούσα περίπτωση δεν συμφέρει η προσθήκη πολλών συλλεκτών. Αυτό γίνεται εύκολα αντιληπτό από τις τιμές του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος, ο οποίος μέχρι και για την περίπτωση της προσρόφησης (κατά την οποία η προσθήκη περισσότερων συλλεκτών ελαχιστοποιεί την περίοδο αποπληρωμής) είναι υψηλός, της τάξεως του 30% με 40%. Στην περίπτωση της απορρόφησης μάλιστα τα ολικά μέγιστα των δύο καμπυλών παρουσιάζουν βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής για εξεργειακό βαθμό 70% και 75% περίπου. Επειδή στη Γερμανία η τιμή του φυσικού αερίου είναι πολύ χαμηλή και από την άλλη πλευρά δεν υπάρχει έντονη ηλιοφάνεια, προκύπτει ουσιαστικά ότι είναι συμφέρον να χρησιμοποιείται ο λέβητας για την τροφοδότηση του συστήματος.
- Κατά τα άλλα, όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, παρατηρείται πως τα συστήματα προσρόφησης παρουσιάζουν πολύ μεγάλες περιόδους αποπληρωμής, γεγονός που οφείλεται στους δύο προαναφερόμενους παράγοντες, του υψηλού δηλαδή αρχικού κόστους αγοράς και εγκατάστασης του συστήματος (FC) και του χαμηλού συντελεστή COP. Τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC είναι αρκετά πιο οικονομικά από εκείνα με ETC εξαιτίας του υψηλού κόστους των συλλεκτών ETC. Το οικονομικότερο και αποδοτικότερο σύστημα είναι αυτό της απορρόφησης με συλλέκτες FPC, το οποίο παρουσιάζει στο ολικό βέλτιστο

εξεργειακό βαθμό απόδοσης περίπου 75% και βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής περίπου 30 χρόνια.

Το διάγραμμα της *Εικ. 7.3* αποτελεί ουσιαστικά ,και σε αυτή την περίπτωση, το μέτωπο Pareto των λύσεων του συστήματος πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης, που προέκυψαν από το γενετικό αλγόριθμο. Για την προκείμενη περίπτωση της Μαδρίτης ισχύουν ακριβώς τα όσα αναφέρθηκαν για την περίπτωση της Αθήνας. Οι πόλεις αυτές είναι πανομοιότυπες τόσο ως προς την ηλιοφάνεια και τις θερμοκρασίες περιβάλλοντος, όσο και ως προς τα φορτία της οικίας. Έτσι:

- Όλες οι καμπύλες παρουσιάζουν την ίδια μονοτονία, η οποία αντικατοπτρίζει πως τα μεγέθη περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι αντιστρόφως ανάλογα. Η χρήση πολλών συλλεκτών είναι επιβεβλημένη για την αποδοτικότητα και βιωσιμότητα της επένδυσης.
- Τα συστήματα προσρόφησης παρουσιάζουν πολύ μεγάλες περιόδους αποπληρωμής, γεγονός που οφείλεται στους δύο προαναφερόμενους παράγοντες του υψηλού αρχικού κόστους αγοράς και εγκατάστασης του συστήματος (FC) και χαμηλού συντελεστή COP.
- Τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC είναι αρκετά πιο οικονομικά από εκείνα με ETC εξαιτίας του υψηλού κόστους των συλλεκτών ETC.
- Τελικά προκύπτει πως το οικονομικότερο και αποδοτικότερο σύστημα είναι αυτό της απορρόφησης με συλλέκτες FPC, το οποίο παρουσιάζει βέλτιστο εξεργειακό βαθμό απόδοσης σχεδόν 65% και βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής περίπου 30 χρόνια.

Το διάγραμμα της *Εικ. 7.4* αποτελεί ουσιαστικά ,και σε αυτή την περίπτωση, το μέτωπο Pareto των λύσεων του συστήματος πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης που προέκυψαν από το γενετικό αλγόριθμο. Και η περίπτωση για τη Νάπολη είναι παρόμοια με αυτή της Αθήνας και της Μαδρίτης . Έτσι:

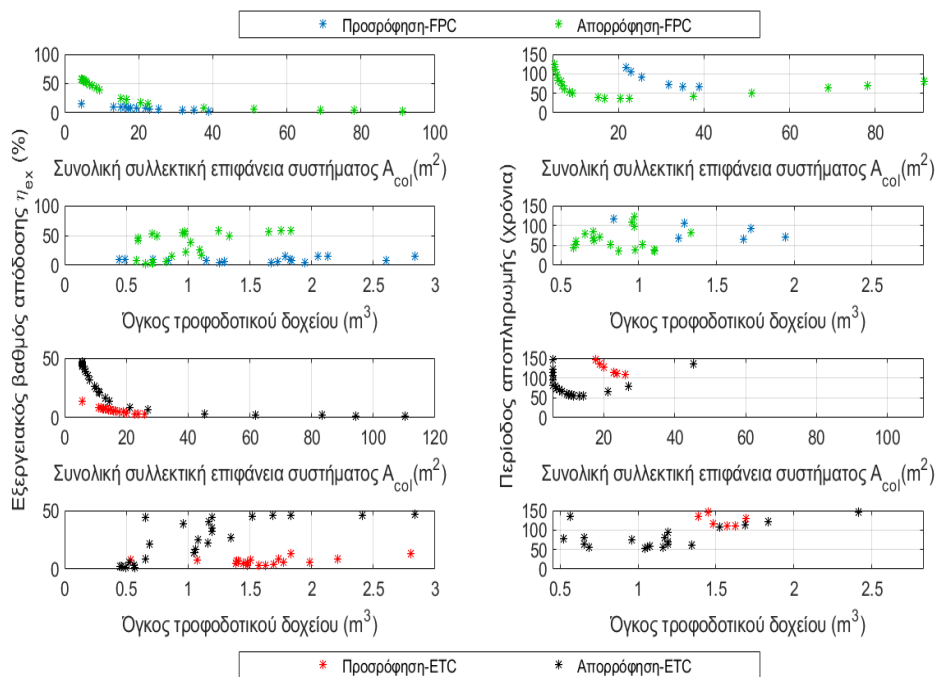
- Όλες οι καμπύλες παρουσιάζουν την ίδια μονοτονία, η οποία αντικατοπτρίζει πως τα μεγέθη περιόδου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι αντιστρόφως ανάλογα. Η χρήση πολλών συλλεκτών είναι επιβεβλημένη για την αποδοτικότητα και βιωσιμότητα της επένδυσης.
- Τα συστήματα προσρόφησης παρουσιάζουν πολύ μεγάλες περιόδους αποπληρωμής, γεγονός που οφείλεται στους δύο προαναφερόμενους παράγοντες του υψηλού αρχικού κόστους αγοράς και εγκατάστασης του συστήματος (FC) και χαμηλού συντελεστή COP.
- Τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC είναι αρκετά πιο οικονομικά από εκείνα με ETC εξαιτίας του υψηλού κόστους των συλλεκτών ETC.
- Τελικά προκύπτει πως το οικονομικότερο και αποδοτικότερο σύστημα είναι αυτό της απορρόφησης με συλλέκτες FPC, το οποίο παρουσιάζει βέλτιστο εξεργειακό βαθμό απόδοσης σχεδόν 60% και βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής περίπου 25 χρόνια.

Το διάγραμμα της *Εικ. 7.5* για το Παρίσι είναι πανομοιότυπο με εκείνο του Βερολίνου, οπότε και η διασαφήνιση της συμπεριφοράς των καμπυλών εναπόκειται στους ίδιους παράγοντες.

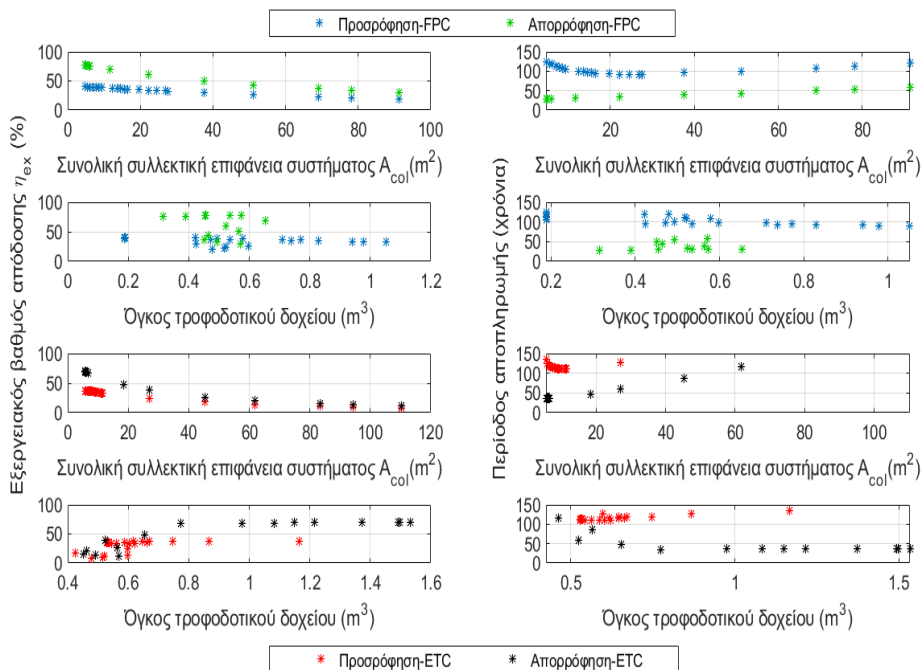
- Κατά τα γνωστά, ενώ για την περίπτωση της προσρόφησης το διάγραμμα αποτελεί ουσιαστικά το μέτωπο Pareto των λύσεων του συστήματος πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης, που προέκυψαν από το γενετικό αλγόριθμο, για την περίπτωση της απορρόφησης υπάρχει ένα ολικό βέλτιστο σημείο (global optimum), το οποίο βελτιστοποιεί και τις 2 παραμέτρους ταυτόχρονα, με συνέπεια το μέτωπο Pareto για την προκείμενη περίπτωση να αποτελείται από πρακτικά μόνο αυτό το σημείο. Αντί του ενός σημείου που δεν δίνει επαρκείς πληροφορίες επιλέχθηκε να εμφανισθεί ένα σύνολο βέλτιστων τιμών που αποτυπώνουν τη συμπεριφορά του συγκεκριμένου συστήματος ως προς τις δύο μεταβλητές.
- Γενικά, όπως φαίνεται από το διάγραμμα, στην παρούσα περίπτωση δεν συμφέρει η προσθήκη πολλών συλλεκτών, καθώς οι τιμές του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος είναι υψηλές. Εξετάζοντας την περίπτωση της προσρόφησης (κατά την οποία η προσθήκη περισσότερων συλλεκτών ελαχιστοποιεί την περίοδο αποπληρωμής) ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι της τάξεως του 30%. Στην περίπτωση της απορρόφησης μάλιστα τα ολικά μέγιστα των δύο καμπυλών παρουσιάζουν βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής για εξεργειακό βαθμό 53% και 70% περίπου. Προκύπτει και πάλι ότι είναι συμφέρον να χρησιμοποιείται ο λέβητας για την τροφοδότηση του συστήματος.
- Κατά τα άλλα, όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις, παρατηρείται πως τα συστήματα προσρόφησης παρουσιάζουν πολύ μεγάλες περιόδους αποπληρωμής, γεγονός που οφείλεται στους δύο προαναφερόμενους παράγοντες του υψηλού αρχικού κόστους αγοράς και εγκατάστασης του συστήματος (FC) και χαμηλού συντελεστή COP. Τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC είναι αρκετά πιο οικονομικά από εκείνα με ETC εξαιτίας του υψηλού κόστους των συλλεκτών ETC. Το οικονομικότερο και αποδοτικότερο σύστημα είναι αυτό της απορρόφησης με συλλέκτες FPC, το οποίο παρουσιάζει στο ολικό βέλτιστο εξεργειακό βαθμό απόδοσης περίπου 70% και βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής περίπου 30 χρόνια.

7.2. Διαγράμματα βέλτιστων λύσεων μεταβλητών εξόδου συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου για τα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC και ETC.

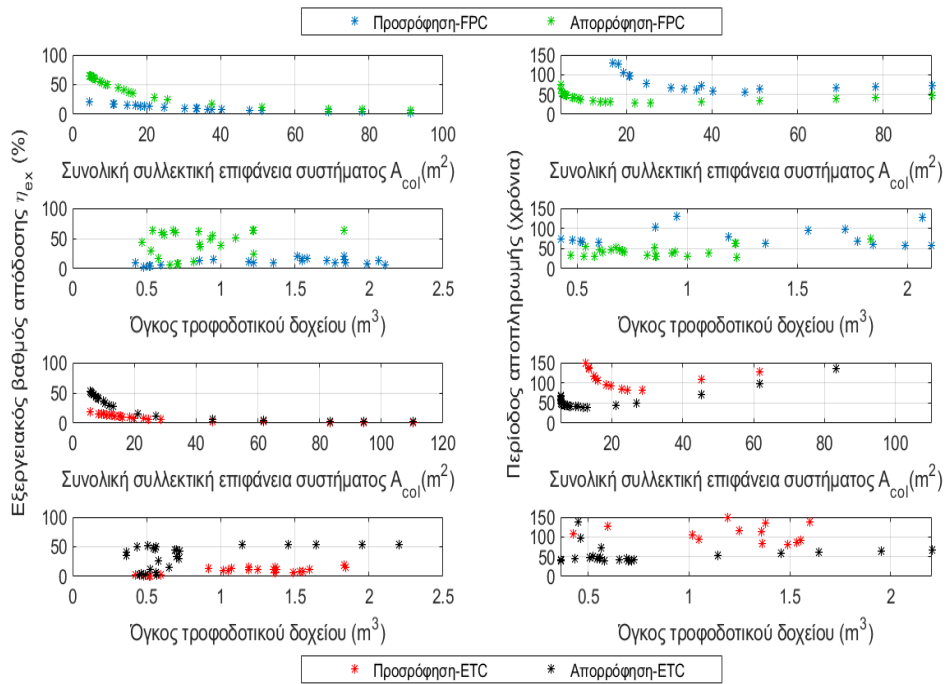
Όπως αναφέρθηκε, ο γενετικός αλγόριθμος είχε ως εισόδους τις μεταβλητές αριθμού συλλεκτών και όγκου τροφοδοτικού δοχείου, ενώ ως εξόδους τις μεταβλητές εξεργειακού βαθμού απόδοσης και περιόδου αποπληρωμής. Τα παρόντα διαγράμματα παρουσιάζουν κάθε φορά μια μεταβλητή εξόδου συναρτήσει μίας μεταβλητής εισόδου. Επιπλέον, καθώς εξετάζονται τέσσερις περιπτώσεις συστημάτων, τα πρώτα τέσσερα διαγράμματα (μπλε, πράσινο χρώμα) αναφέρονται στα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες FPC, ενώ τα επόμενα τέσσερα (μαύρο, κόκκινο χρώμα) αναφέρονται στα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης με συλλέκτες ETC.



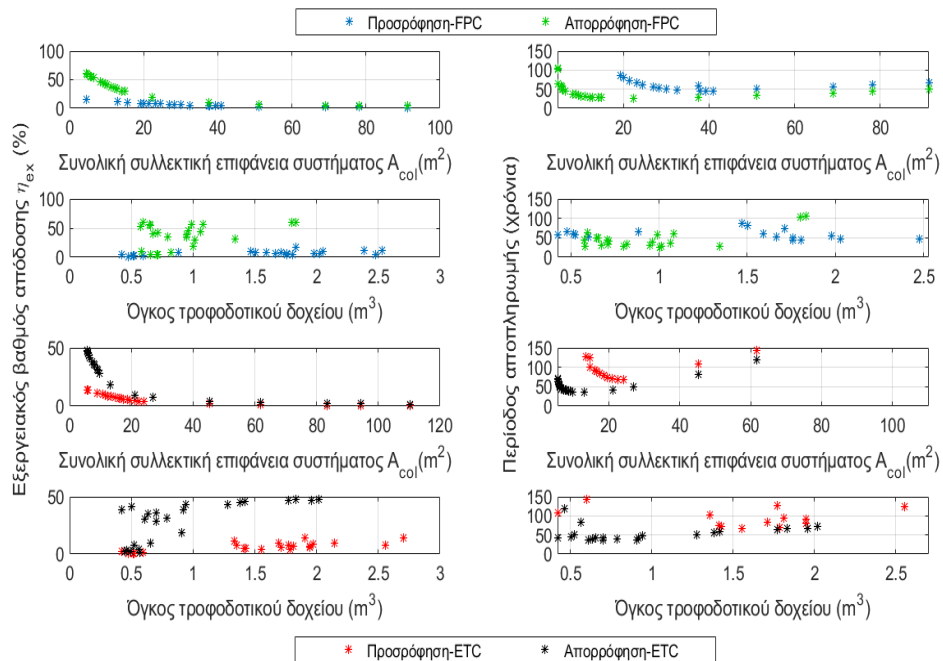
Εικ. 7.6. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για την Αθήνα.



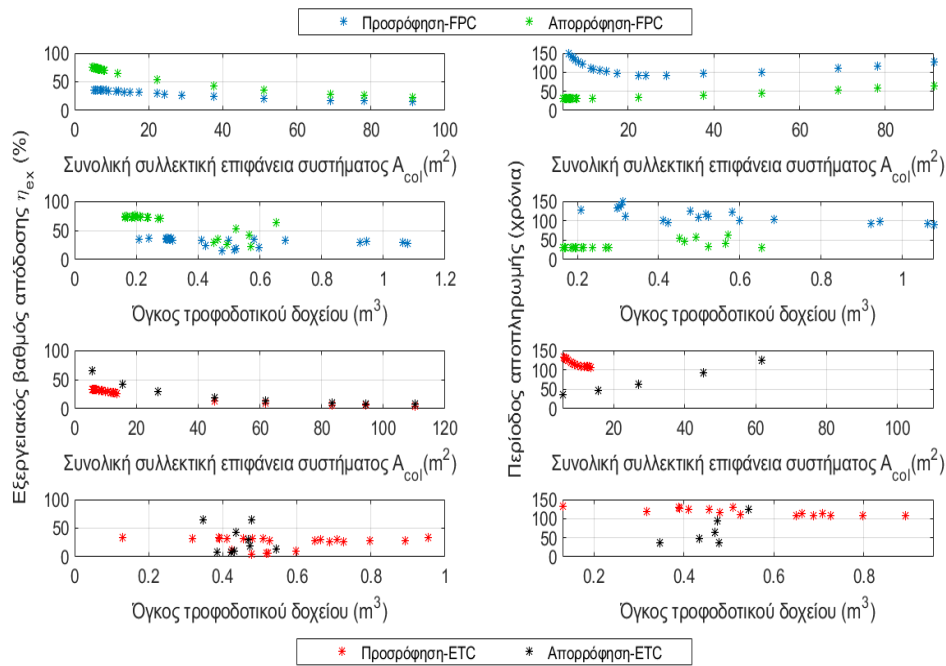
Εικ. 7.7. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσει των μεταβλητών εισόδου, για το Βερολίνο.



Εικ. 7.8. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσεϊ των μεταβλητών εισόδου, για τη Μαδρίτη.



Εικ. 7.9. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσεϊ των μεταβλητών εισόδου, για τη Νάπολη.



Εικ. 7.10. Διαγράμματα των μεταβλητών εξόδου του γενετικού αλγόριθμου πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης συναρτήσεϊ των μεταβλητών εισόδου, για το Παρίσι.

Σχολιασμός-Συμπεράσματα:

Για τις πόλεις με έντονη ηλιοφάνεια και μεγαλύτερη ανάγκη σε ψύξη, δηλαδή τις Αθήνα Μαδρίτη, Νάπολη, προκύπτουν τα εξής:

Καταρχάς τα διαγράμματα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσεϊ της συλλεκτικής επιφάνειας επιβεβαιώνουν το θεωρητικώς γνωστό ότι: α) Οι ηλιακοί συλλέκτες παρουσιάζουν εν γένει χαμηλούς εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης. β) Η προσθήκη παραπάνω συλλεκτών συντελεί στη μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Τα συστήματα απορρόφησης παρουσιάζουν γενικά καλύτερους εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης, πράγμα λογικό, καθώς στα συστήματα αυτά γίνεται καλύτερη αξιοποίηση της ενέργειας.

Τα διαγράμματα της περιόδου αποπληρωμής συναρτήσεϊ της συλλεκτικής επιφάνειας δείχνουν ότι αρχικά η προσθήκη συλλεκτών συντελεί στη μείωση της περιόδου αποπληρωμής, μέχρι αυτή να φθάσει μία ελάχιστη τιμή. Έπειτα, περαιτέρω αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας συντελεί σε αύξηση της περιόδου αποπληρωμής. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται σε δύο κύριους παράγοντες, το κόστος των συλλεκτών και την εξοικονόμηση ενέργειας που προκύπτει με την προσθήκη επιπλέον συλλεκτών. Έτσι, στην αρχή η προσθήκη συλλεκτών, παρόλο που αυξάνει το αρχικό κόστος της επένδυσης, συμφέρει από οικονομική άποψη, διότι εξοικονομείται περισσότερη ενέργεια, αποδίδεται δηλαδή, τόση επιπλέον ηλιακή ενέργεια, όση υπό άλλες συνθήκες θα αποδιδόταν είτε από ηλεκτρικό ρεύμα, είτε από το φυσικό αέριο, ώστε να καθίσταται η αρχική δαπάνη αγοράς του συλλέκτη συμφέρουσα. Μετά από κάποια σημείο όμως η προσθήκη επιπλέον συλλεκτών είναι οικονομικά ασύμφορη, διότι η εξοικονόμηση ενέργειας που επιτυγχάνεται δεν επαρκεί, ώστε να καλύψει το αρχικό κόστος του συλλέκτη. Τα συστήματα

απορρόφησης παρουσιάζουν γενικά μικρότερες περιόδους αποπληρωμής για τους λόγους που αναφέρθηκαν και στα διαγράμματα των *Εικ. 7.1* έως *Εικ. 7.5*.

Τα διαγράμματα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου δείχνουν ότι τα βέλτιστα σημεία συσσωρεύονται γενικά σε μικρούς όγκους δοχείου. Το γεγονός αυτό είναι λογικό, διότι ουσιαστικά πρέπει να γίνει πλήρης εκμετάλλευση της ενέργειας στο τροφοδοτικό. Κάτι τέτοιο θα επιτευχθεί με ένα μικρό δοχείο και όχι με ένα μεγάλο δοχείο, που θα συσσωρεύει μεγάλα ποσά ενέργειας στο εσωτερικό του, τα οποία μπορεί να μείνουν ανεκμετάλλευτα εν τέλει. Προφανώς ο όγκος του δοχείου εξαρτάται και από την παροχή ενέργειας στο σύστημα, η οποία ανάγεται στον αριθμό των συλλεκτών. Έτσι, για μεγάλο αριθμό συλλεκτών, άρα και μεγάλη παροχή ενέργειας, όπως στις εξεταζόμενες περιπτώσεις, προτιμάται ένα δοχείο αρκετά μικρό, ώστε να μην αποθηκεύονται ποσά ενέργειας που θα μείνουν ανεκμετάλλευτα, αλλά και αρκετά μεγάλο, ώστε να μπορεί να αξιοποιηθεί η πρόσδοση της μεγάλης παροχής ενέργειας. Παρατηρείται, επίσης, πως για ίδιους όγκους δοχείου τα συστήματα απορρόφησης παρουσιάζουν καλύτερους εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης.

Τέλος, τα διαγράμματα της περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου δείχνουν και πάλι την ίδια συσώρευση βέλτιστων λύσεων προς κάποιον ιδανικό όγκο, ενώ ταυτόχρονα φαίνεται ότι είναι πιο συμφέροντα τα συστήματα απορρόφησης.

Για τις πόλεις με όχι τόσο έντονη ηλιοφάνεια και μεγαλύτερη ανάγκη σε θέρμανση δηλαδή το Βερολίνο και το Παρίσι προκύπτουν τα εξής:

Τα διαγράμματα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας επιβεβαιώνουν και πάλι το θεωρητικώς γνωστό ότι: α) Όπως και πριν οι ηλιακοί συλλέκτες παρουσιάζουν εν γένει χαμηλούς εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης. β) Η προσθήκη παραπάνω συλλεκτών συντελεί στη μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Τα συστήματα απορρόφησης παρουσιάζουν γενικά καλύτερους εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης, πράγμα λογικό, καθώς στα συστήματα αυτά γίνεται καλύτερη αξιοποίηση της ενέργειας.

Τα διαγράμματα της περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για την περίπτωση της προσρόφησης δείχνουν ότι αρχικά η προσθήκη συλλεκτών συντελεί στη μείωση της περιόδου αποπληρωμής, μέχρι αυτή να φθάσει μία ελάχιστη τιμή. Έπειτα, περαιτέρω αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας συντελεί σε αύξηση της περιόδου αποπληρωμής. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται σε δύο κύριους παράγοντες, του κόστους δηλαδή, των συλλεκτών και της εξοικονόμησης ενέργειας και στην αλληλεπίδραση μεταξύ τους, όπως έχει ήδη αναφερθεί. Για τα συστήματα της απορρόφησης η συμπεριφορά των καμπυλών διαφέρει. Με προσθήκη συλλεκτών η περίοδος αποπληρωμής αυξάνεται αμέσως. Προκύπτει ουσιαστικά πως για αυτές τις δύο πόλεις δεν συμφέρει η χρήση του συστήματος ηλιακής ψύξης και θέρμανσης και είναι προτιμότερη η λειτουργία του προϋπάρχοντος σεναρίου. Το γεγονός αυτό είναι αναμενόμενο, διότι σε αυτές τις χώρες η ηλιακή ακτινοβολία είναι λίγη κι έτσι δεν επιτυγχάνεται ποτέ η απαραίτητη εξοικονόμηση ενέργειας, η οποία θα αναχθεί σε εξοικονόμηση χρημάτων, για να καλύψει το αρχικό κόστος των συλλεκτών. Η διαφορά στα αποτελέσματα για τα δύο συστήματα απορρόφησης

και προσρόφησης εναπόκειται στο ότι τα συστήματα προσρόφησης χρειάζονται περισσότερη ενέργεια για να λειτουργήσουν, οπότε στην αρχή η προσθήκη κάποιας μικρής συλλεκτικής επιφάνειας συμφέρει. Αντίθετα, στα συστήματα απορρόφησης, που καταναλώνεται λιγότερη ενέργεια, επιπλέον συλλεκτική επιφάνεια συνεπάγεται επιπλέον κόστος. Κατά τα άλλα, τα συστήματα απορρόφησης συνεχίζουν να είναι οικονομικά πιο συμφέροντα.

Τα διαγράμματα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου δείχνουν ότι τα βέλτιστα σημεία συσσωρεύονται μόνο σε μικρούς όγκους δοχείου. Αφού το σύστημα λειτουργεί αποδοτικότερα με όσο το δυνατόν λιγότερους συλλέκτες, τότε και το δοχείο πρέπει να είναι αντίστοιχα μικρό. Παρατηρείται επίσης πως για ίδιους όγκους δοχείου τα συστήματα απορρόφησης παρουσιάζουν καλύτερους εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης .

Τέλος, τα διαγράμματα της περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του όγκου του τροφοδοτικού δοχείου δείχνουν και πάλι την ίδια συσσώρευση βέλτιστων λύσεων προς πολύ μικρό όγκο δοχείου, ενώ ταυτόχρονα φαίνεται ότι είναι πιο συμφέροντα τα συστήματα απορρόφησης .

Κεφάλαιο 8. Αποτίμηση ηλιακών συστημάτων από περιβαλλοντική σκοπιά

8.1. Ισοδύναμες εκπομπές βασικών ρύπων

Κάθε μορφή ενέργειας που αξιοποιεί ο άνθρωπος αφήνει το "αποτύπωμά" της στο περιβάλλον. Εξαιτίας αυτού, ένα από τα σημαντικότερα ζητήματα, που εγείρεται παγκοσμίως, είναι η αναχαίτιση της περαιτέρω ρύπανσης του περιβάλλοντος, προτού η κατάσταση φθάσει σε μη αναστρέψιμο σημείο. Ειδικά, σήμερα που οι ενεργειακές απαιτήσεις του σύγχρονου πολιτισμού είναι μεγαλύτερες από ποτέ, ενώ το περιβάλλον απειλείται όλο και περισσότερο από τις ανθρώπινες δραστηριότητες, η στροφή στην ηλιακή ενέργεια καθίσταται επιβεβλημένη. Έτσι, παρόλο που από οικονομικής απόψεως τα συστήματα ηλιακής ψύξης βρίσκονται στο μεταίχμιο οικονομικής βιωσιμότητας και μη, αξίζει να εξετασθεί το ζήτημα της ηλιακής ψύξης και θέρμανσης από περιβαλλοντική σκοπιά, καθώς η απουσία ρύπων είναι το μεγαλύτερο πλεονέκτημα της ηλιακής ενέργειας.

Σύμφωνα με τη μέθοδο IMPACT 2002+ V2.14 / IMPACT 2002+ και δεδομένα [99] για τις ισοδύναμες εκπομπές ρύπων στις εξεταζόμενες πόλεις (χώρες) δημιουργήθηκε ο παρακάτω πίνακας:

Πιν. 8.1. Ισοδύναμες εκπομπές ρύπων ανά kWh ηλεκτρικού ρεύματος και ανά kWh καύσης φυσικού αερίου.

Ηλεκτρικό ρεύμα	Εκπομπή ισοδύναμου ρύπου ανά kWh			
	CO ₂ eq (kg) (GWP)	PM2.5 _{eq} (kg)	CFC-11 _{eq} (kg) (ODP)	kg SO ₂ eq (kg) Aquatic acidification Οξίνιση υδάτων
Γαλλία	0.053989339	7.35595E-05	9.75974E-08	0.000316076
Γερμανία	0.590277184	0.000190079	3.05093E-08	0.001346837
Ελλάδα	0.890426648	0.00134374	4.28086E-08	0.005257599
Ιταλία	0.389125894	0.000314342	4.90723E-08	0.002051176
Ισπανία	0.349288828	0.000537901	4.70982E-08	0.00276249
Λέβητας φυσικού αερίου	0.245235319	4.01734E-05	2.29911E-08	0.000257212

Ως προς την εκτίμηση της ποσότητας των ρύπων που θα εκπέμπονταν από το προϋπάρχον σενάριο ψύξης και θέρμανσης ακολουθήθηκε η εξής διαδικασία :

Αρχικά, υπολογίστηκαν οι τιμές των ρύπων σε kg από τη χρήση κλιματιστικού τροφοδοτούμενου από ηλεκτρικό ρεύμα και συμβατικού λέβητα τροφοδοτούμενου από φυσικό αέριο, όπως περιγράφηκε στο κεφ.8.1 .Η διαδικασία επαναλήφθηκε για όλες τις πόλεις. Οι υπολογισμοί των ρύπων έγιναν πολλαπλασιάζοντας τούς κατάλληλους συντελεστές κάθε φορά από τον πίνακα με την ενέργεια του ηλεκτρικού ρεύματος σε kWh

και με την ενέργεια του λέβητα $\left(\frac{Q_{boiler}}{0.95}\right)$ σε kWh, και αθροίζοντας τις δύο τελικές τιμές ρύπων που πρόέκυψαν.

Κατά αυτόν τον τρόπο προκύπτει ο παρακάτω πίνακας τιμών ρύπων για την κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος για το σύστημα αναφοράς:

Πιν. 8.2. Ισοδύναμες τιμές ρύπων για την κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος για το σύστημα αναφοράς

	CO _{2,eq}	PM2.5 _{eq}	CFC-11 _{eq}	SO _{2,eq}
Γαλλία				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	305	305	305	305
Εκπομπή (kg)	16.46674833	0.022435636	2.97672E-05	0.096403101
Γερμανία				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	257.8	257.8	257.8	257.8
Εκπομπή (kg)	152.1734581	0.04900246	7.86529E-06	0.347214454
Ελλάδα				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	1625.4	1625.4	1625.4	1625.4
Εκπομπή (kg)	1447.299473	2.184115276	6.95811E-05	8.545701878
Ιταλία				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	1415.8	1415.8	1415.8	1415.8
Εκπομπή (kg)	550.9244409	0.445045116	6.94766E-05	2.904054739
Ισπανία				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	1245	1245	1245	1245
Εκπομπή (kg)	434.8645906	0.669686815	5.86372E-05	3.43930052

Και ο πίνακας τιμών ρύπων για την κατανάλωση φυσικού αερίου στο λέβητα για το προϋπάρχον σενάριο:

Πιν. 8.3. Ισοδύναμες τιμές ρύπων για την κατανάλωση φυσικού αερίου στο λέβητα για το σύστημα αναφοράς

	CO _{2,eq}	PM2.5 _{eq}	CFC-11 _{eq}	SO _{2,eq}
Ελλάδα				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	3656	3656	3656	3656

Εκπομπή (kg)	896.5803253	0.146874105	8.40553E-05	0.940367408
Γερμανία				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	18052	18052	18052	18052
Εκπομπή (kg)	4426.987974	0.725210981	0.000415035	4.643192681
Ισπανία				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	6983	6983	6983	6983
Εκπομπή (kg)	1712.478231	0.280531148	0.000160547	1.796112037
Ιταλία				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	4757	4757	4757	4757
Εκπομπή (kg)	1166.584411	0.191105065	0.000109368	1.223557921
Γαλλία				
Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)	13670	13670	13670	13670
Εκπομπή (kg)	3352.366807	0.549170957	0.000314288	3.516089295

Αθροίζοντας τις τιμές ρύπων από το ηλεκτρικό ρεύμα και το φυσικό αέριο για κάθε χώρα, προκύπτει:

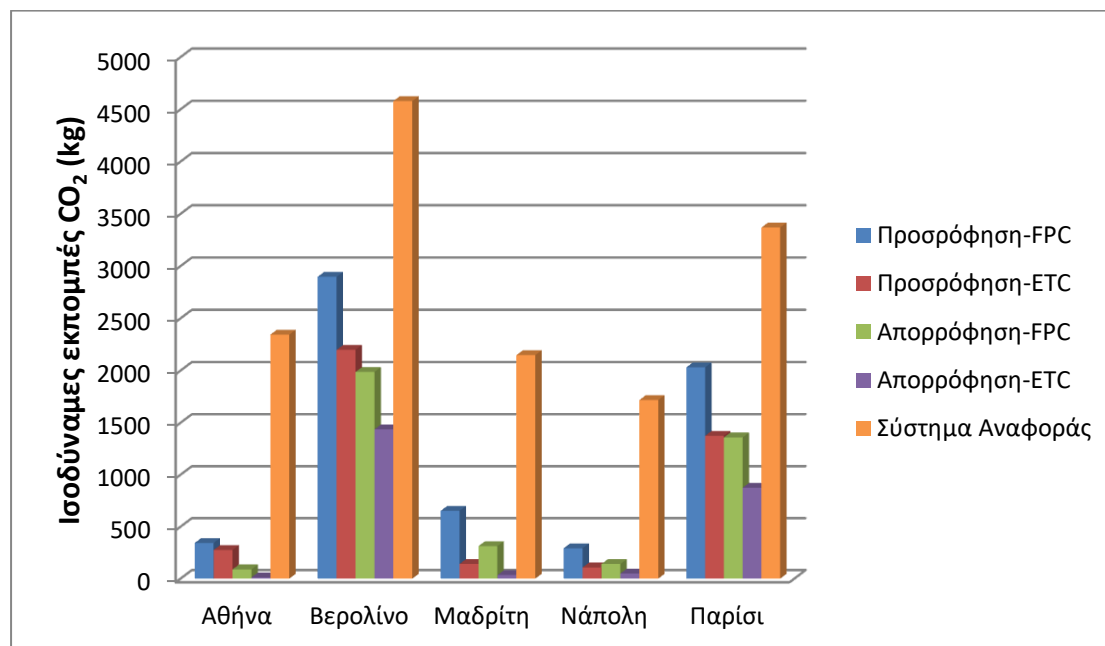
Πιν. 8.4. Ισοδύναμες τιμές ρύπων για το σύστημα αναφοράς

	CO_{2,eq} (kg)	PM2.5_{eq} (kg)	CFC-11_{eq} (kg)	SO_{2,eq} (kg)
Ελλάδα	2343.879799	2.330989381	0.000153636	9.486069285
Γερμανία	4579.161432	0.774213441	0.0004229	4.990407135
Ισπανία	2147.342821	0.950217963	0.000219184	5.235412557
Ιταλία	1717.508852	0.636150181	0.000178845	4.127612659
Γαλλία	3368.833555	0.571606593	0.000344055	3.612492396

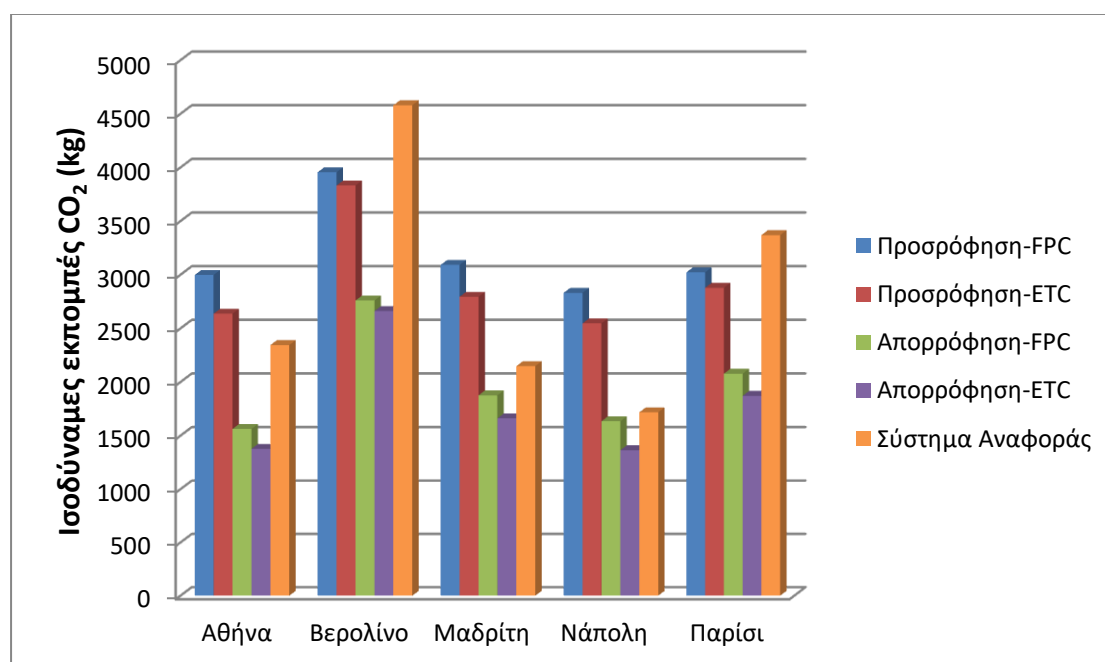
Σχετικά με το σύστημα ηλιακής ψύξης και θέρμανσης, αξιοποιήθηκαν τα βέλτιστα σημεία που προέκυψαν από τον γενετικό αλγόριθμο, για κάθε πόλη, για κάθε σύστημα ψύξης, για κάθε είδος συλλέκτη. Σε κάθε περίπτωση υπολογίστηκε για κάθε σημείο η ενέργεια που καταναλώθηκε στον λέβητα του συστήματος ($\frac{Q_{boiler}}{0.95}$), η οποία είναι και η μοναδική ρυπογενής ενέργεια. Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζονται οι ισοδύναμες τιμές για

κάθε ρύπο για το σενάριο με την ελάχιστη και με τη μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα, προκειμένου να συγκριθούν με τις ισοδύναμες τιμές ρύπων του προϋπάρχοντος σεναρίου. Προφανώς, οι ισοδύναμες τιμές ρύπων για όλες τις υπόλοιπες περιπτώσεις εμπεριέχονται εντός του εύρους τιμών της χειρίστης (μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα) και βέλτιστης (ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα) περίπτωσης.

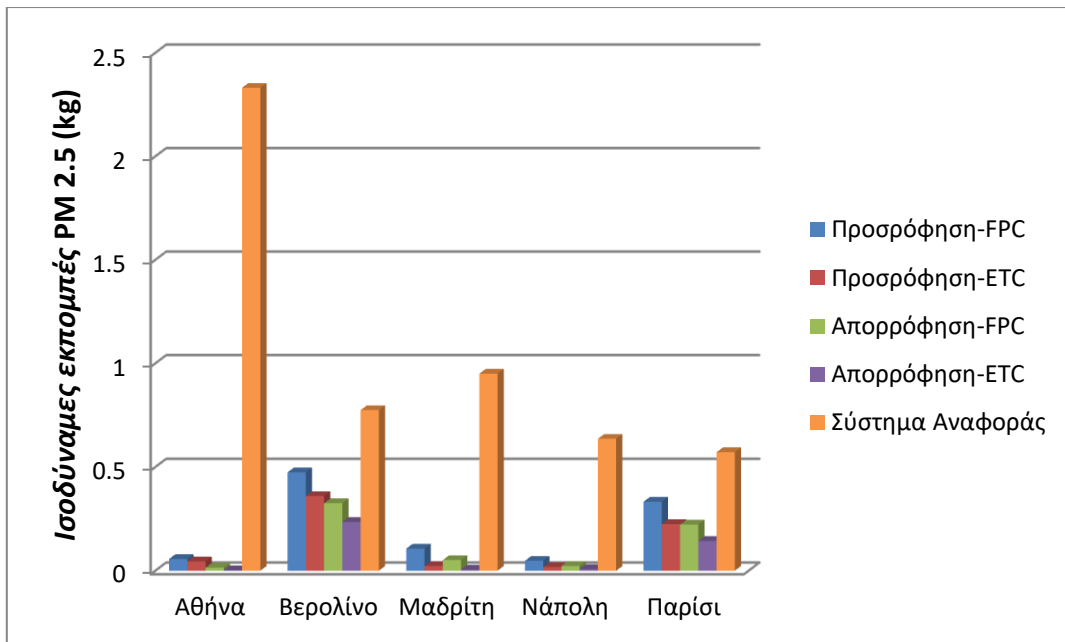
Κατά αυτόν τον τρόπο προκύπτουν τα εξής διαγράμματα:



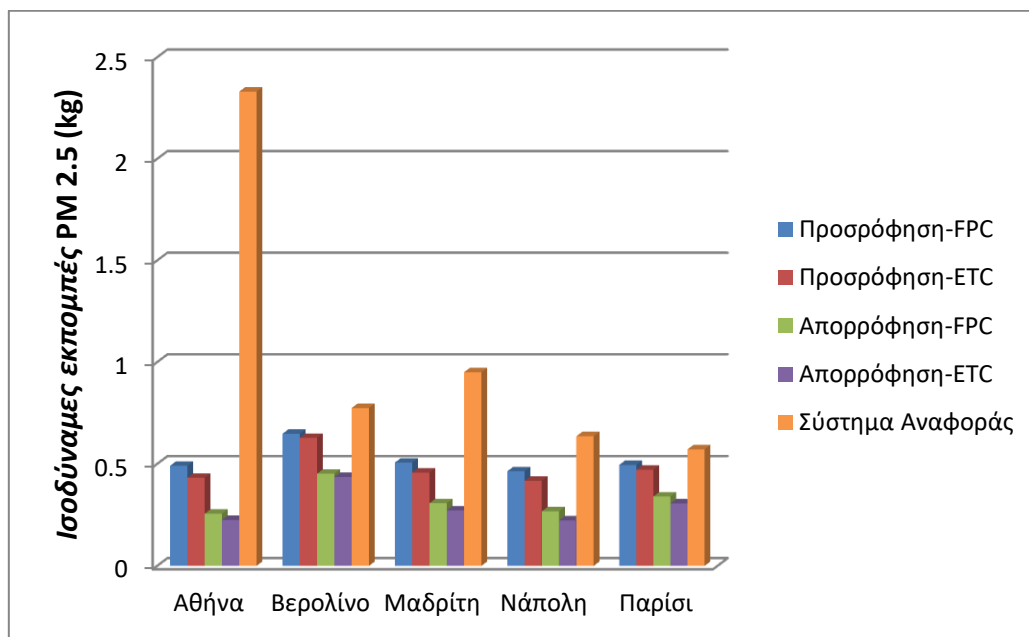
Εικ. 8.1. Διάγραμμα εκπομπής ισοδύναμων CO₂, για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.



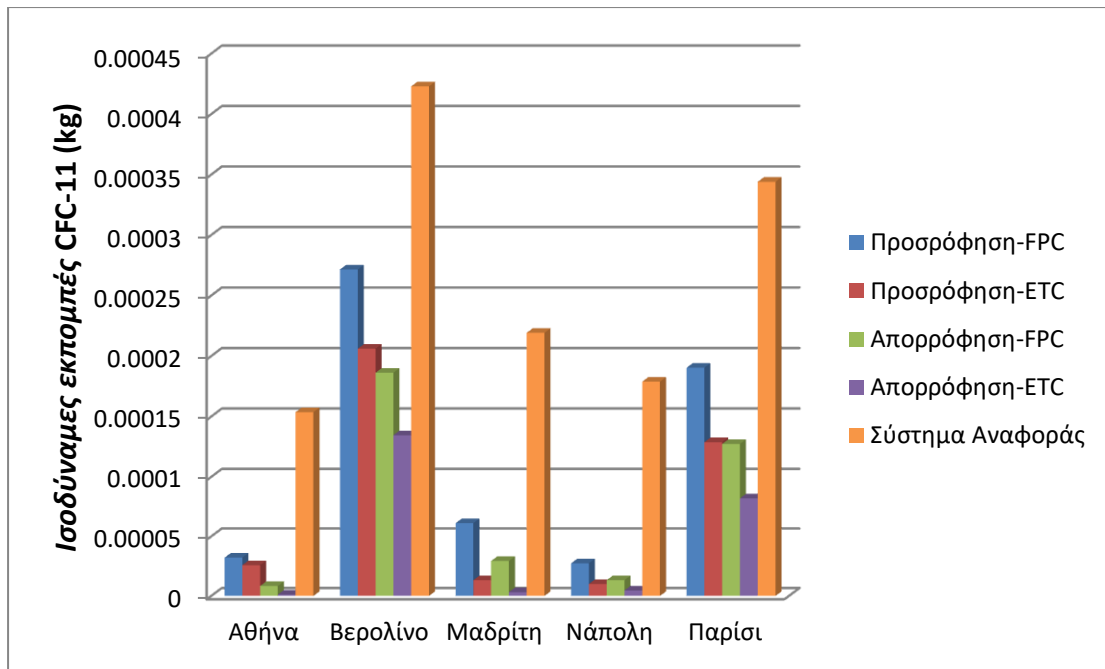
Εικ. 8.2 Διάγραμμα εκπομπής ισοδύναμων CO₂, για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.



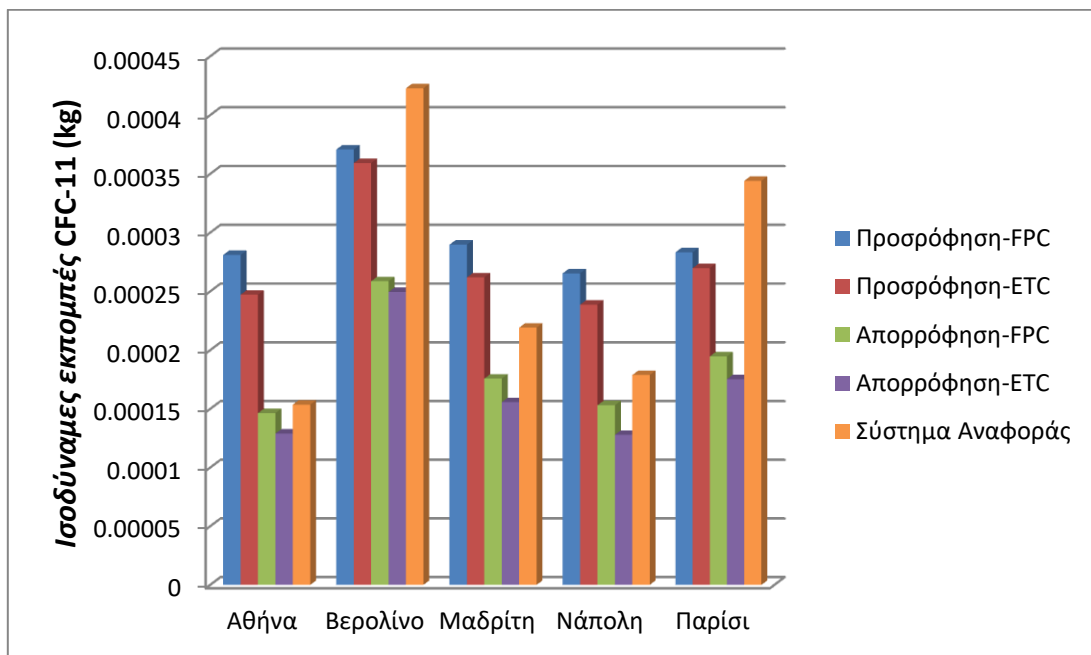
Εικ. 8.3 Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών σωματιδίων PM_{2.5}, για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.



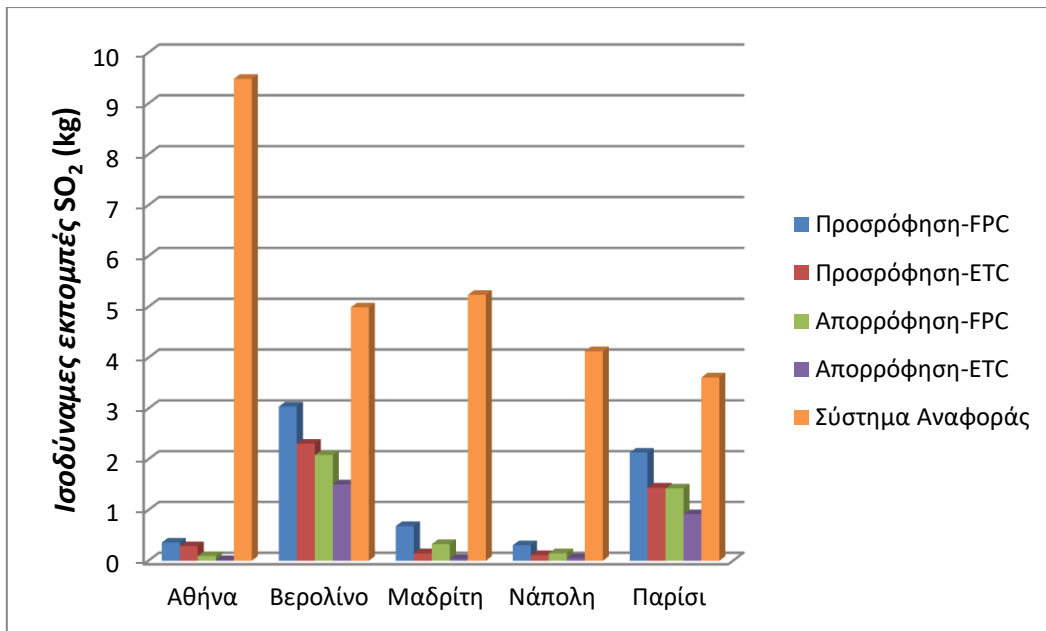
Εικ. 8.4 Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών σωματιδίων PM_{2.5}, για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.



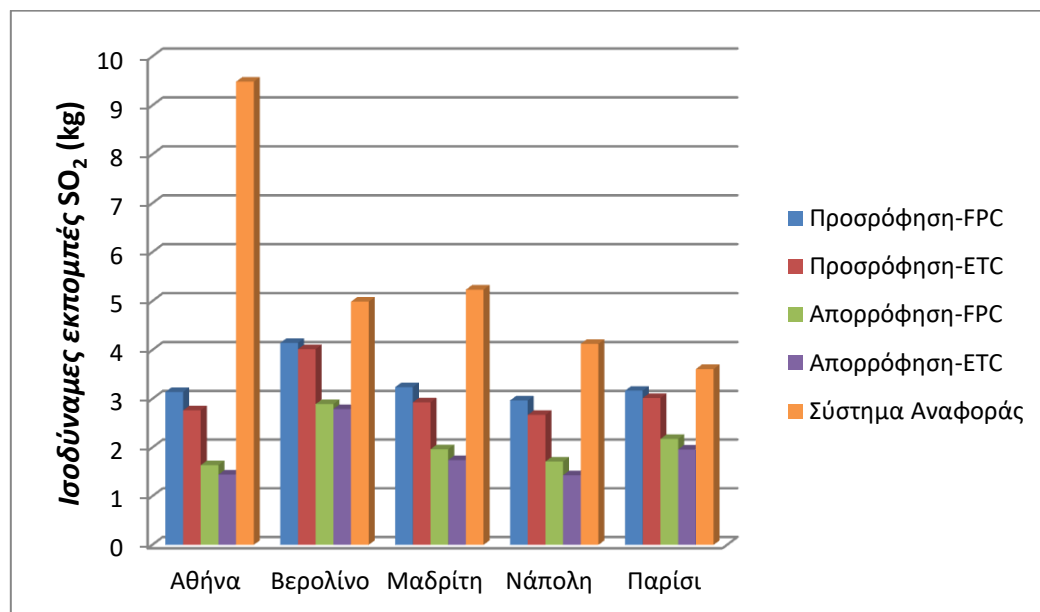
Εικ. 8.5 Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών CFC-11, για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.



Εικ. 8.6 Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών CFC-11, για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.



Εικ. 8.7 Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών SO_2 , για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.



Εικ. 8.8 Διάγραμμα ισοδύναμων εκπομπών SO_2 , για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για μέγιστη κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.

Σχολιασμός-Συμπεράσματα:

Αρχικά, γίνεται φανερό πως σε αυτό το βέλτιστο σενάριο η ισοδύναμη εκπομπή ρύπου μειώνεται δραστικά. Ειδικά, στις χώρες στις οποίες υπάρχει έντονη ηλιοφάνεια (Αθήνα, Μαδρίτη, Νάπολη), που σημαίνει ότι γίνεται και πιο εύκολη η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας, η μείωση αυτή είναι ακόμα μεγαλύτερη. Αξίζει να σημειωθεί πως το σύστημα με τη μεγαλύτερη εξοικονόμηση ενέργειας στο λέβητα, επομένως και ρύπων, είναι αυτό της απορρόφησης με συλλέκτες ETC, γεγονός αναμενόμενο, καθώς το συγκεκριμένο σύστημα

παρουσιάζει την καλύτερη αξιοποίηση ενέργειας συγκριτικά με τα υπόλοιπα. Στον αντίποδα, το σύστημα προσρόφησης με συλλέκτες FPC είναι το πιο ρυπογόνο, καθώς παρουσιάζει την χειρότερη αξιοποίηση ενέργειας συγκριτικά με τα υπόλοιπα. Τα συμπεράσματα για αυτά τα δύο συστήματα γενικεύονται για όλες τις εκπομπές ρύπων και στα βέλτιστα και στα δυσμενή σενάρια.

Το παρόν σενάριο αποτελεί το δυσμενέστερο σενάριο λειτουργίας, καθώς ο λέβητας λειτουργεί την περισσότερη ώρα. Ενώ στις πόλεις με ηλιοφάνεια η εκπομπή ρύπων CO₂ αυξάνεται σε κάποιες περιπτώσεις και πιο πολύ και από την προϋπάρχουσα εκπομπή, στις πόλεις χωρίς έντονη ηλιοφάνεια φαίνεται πως οι ρύποι έχουν μειωθεί. Όπως προέκυψε και από την οικονομική αξιολόγηση, στις πόλεις με ηλιοφάνεια είναι αναγκαία η προσθήκη πολλών συλλεκτών για την οικονομική βιωσιμότητα της επένδυσης. Ταυτόχρονα φαίνεται πως αυτή η επιλογή είναι και από περιβαλλοντικής απόψεως ορθή. Από την άλλη πλευρά, στις πόλεις χωρίς έντονη ηλιοφάνεια φάνηκε πως οι οικονομικά πιο συνετές επιλογές είναι η προσθήκη λίγων συλλεκτών. Παρόλα αυτά φαίνεται από το διάγραμμα ότι τελικά υπάρχει μείωση των ρύπων στις πόλεις αυτές, οπότε η οικονομική βιωσιμότητα και σε αυτή την περίπτωση συμπλέει με την περιβαλλοντική ωφέλεια. Και πάλι φαίνεται πως το σύστημα απορρόφησης με συλλέκτες ETC είναι το λιγότερο ρυπογόνο ενώ το σύστημα προσρόφησης με συλλέκτες FPC είναι το πιο ρυπογόνο. Αξίζει να σημειωθεί πως για το σύστημα απορρόφησης με ETC και FPC επιτυγχάνεται πάντα μείωση των ρύπων εν τέλει.

Και στο σενάριο της *Εικ. 8.3* η εκπομπή ρύπου μειώνεται δραματικά, ειδικά στις χώρες στις οποίες υπάρχει έντονη ηλιοφάνεια και γενικότερα ισχύουν τα όσα αναφέρθηκαν στην *Εικ. 8.1*. Αξίζει να σημειωθεί βέβαια πως η ραγδαία αυτή μείωση των σωματιδίων PM_{2.5} κυρίως στις χώρες με ηλιοφάνεια, οφείλεται σε ακόμη ένα παράγοντα. Το ηλεκτρικό ρεύμα ανά kWh παράγει περισσότερη ποσότητα από το συγκεκριμένο ρύπο σε σχέση με το λέβητα φυσικού αερίου. Ταυτόχρονα, στις χώρες αυτές υπάρχει έντονη ανάγκη για ψύξη, επομένως και κατανάλωση ρεύματος. Έτσι, αφού στο σενάριο της ηλιακής ψύξης και θέρμανσης υπάρχει μόνο λέβητας για την υποβοήθηση του συστήματος, οι εκπομπές μειώνονται σε τέτοιο μεγάλο ποσοστό. Χαρακτηριστικό παράδειγμα για τη συγκεκριμένη περίπτωση αποτελεί η πόλη της Αθήνας, στην οποία η εκπομπή ρύπων μειώνεται μέχρι και κατά 90% σε σχέση με το σύστημα αναφοράς.

Στο διάγραμμα της *Εικ. 8.4* σε αντίθεση με το διάγραμμα της *Εικ. 8.2* φαίνεται πως και για το δυσμενέστερο σενάριο λειτουργίας των ηλιακών συστημάτων επιτυγχάνεται μεγάλη μείωση των παραγόμενων σωματιδίων PM_{2.5}. Για τις πόλεις με ηλιοφάνεια, το γεγονός αυτό οφείλεται καθαρά και μόνο στο ότι δεν χρησιμοποιείται καθόλου ηλεκτρικό ρεύμα και πως ο λέβητας έχει πολύ μικρότερη παραγωγή σωματιδίων. Στις πόλεις χωρίς έντονη ηλιοφάνεια παρατηρείται για ακόμη μία φορά πως παρά το δυσμενές σενάριο λειτουργίας οι εκπομπές και πάλι μειώνονται, οπότε η οικονομική βιωσιμότητα και σε αυτή την περίπτωση συμπλέει με την περιβαλλοντική ωφέλεια.

Και στο σενάριο της *Εικ. 8.5* η εκπομπή ρύπου μειώνεται δραματικά ειδικά στις χώρες στις οποίες υπάρχει έντονη ηλιοφάνεια και γενικότερα ισχύουν τα όσα αναφέρθηκαν στην *Εικ. 8.3*.

Για την περίπτωση της *Εικ. 8.6* ισχύουν τα όσα αναφέρθηκαν στην *Εικ. 8.2*. Αξίζει να σημειωθεί περαιτέρω, κυρίως για τις χώρες με έντονη ηλιοφάνεια, πως, παρόλο που το ηλεκτρικό ρεύμα ανά kWh παράγει περισσότερη ποσότητα από το συγκεκριμένο ρύπο σε σχέση με το λέβητα φυσικού αερίου, επειδή καταναλώνεται τελικά περισσότερη ενέργεια στο λέβητα υποβοήθησης, οι ρύποι σε κάποιες περιπτώσεις ξεπερνούν το σενάριο λειτουργίας με ηλεκτρικό ρεύμα.

Για τα διαγράμματα SO₂ των *Εικ. 8.7* και *Εικ. 8.8* ισχύουν ακριβώς τα όσα αναφέρθηκαν στα διαγράμματα των *Εικ. 8.3* και *Εικ. 8.4* αντίστοιχα.

8.2. Εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας

Πρωτογενής ενέργεια είναι η ενέργεια από ανανεώσιμες και μη ανανεώσιμες πηγές που δεν έχει υποστεί μετατροπή ή μετασχηματισμό. Όλες οι μορφές ενέργειας μπορούν να αναχθούν σε πρωτογενή με κατάλληλο λογιστικό μετασχηματισμό. Έτσι, αφού αναχθούν όλες οι μορφές ενέργειας σε πρωτογενή, είναι δυνατή η συσχέτιση και η σύγκρισή τους. Αυτό είναι κεφαλαιώδες σήμερα διότι, καθώς οι πρωτογενείς πηγές ενέργειας της γης (ορυκτά καύσιμα) στερεύουν, είναι αναγκαίο να επιτευχθεί η βέλτιστη αξιοποίησή τους, επομένως και εξοικονόμησή τους. Στην παρούσα ενότητα υπολογίζεται αυτή ακριβώς η εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας.

Αρχικά, για το σύστημα αναφοράς, οι τιμές των καταναλώσεων ηλεκτρικού ρεύματος και φυσικού αερίου αναγράφονται για κάθε πόλη στους Πιν. 8.2 και Πιν. 8.3 αντίστοιχα. Έτσι γνωρίζοντας τους συντελεστές μετατροπής της ηλεκτρικής ενέργειας και της ενέργειας του φυσικού αερίου σε πρωτογενή, με παρόμοια διαδικασία, όπως αυτή που ακολουθήθηκε στην παράγραφο 8.1, είναι δυνατό να υπολογισθεί η κατανάλωση πρωτογενούς ενέργειας για το σύστημα αναφοράς.

Πιν. 8.5. Κατανάλωση Πρωτογενούς Ενέργειας Συστήματος Αναφοράς (kWh)

Πόλη	Αθήνα	Βερολίνο	Μαδρίτη	Νάπολη	Παρίσι
Συντελεστής Πρωτογενούς Ηλεκτρικής Ενέργειας¹	2.073	2.355	2.092	2.268	2.707
Συντελεστής Πρωτογενούς Ενέργειας Φ.Α.²	1.05	1.10	1.07	1.00	1.00
Κατανάλωση Ηλεκτρικής Ενέργειας (kWh)	3838.8	19857.2	7471.81	4757	13670
Κατανάλωση Φυσικού Αερίου (kWh)	1625.4	257.8	1245	1415.8	305
Κατανάλωση Πρωτογενούς Ενέργειας Συστήματος Αναφοράς (kWh)	7209.019	20464.31	10076.51	7968.61	14495.59

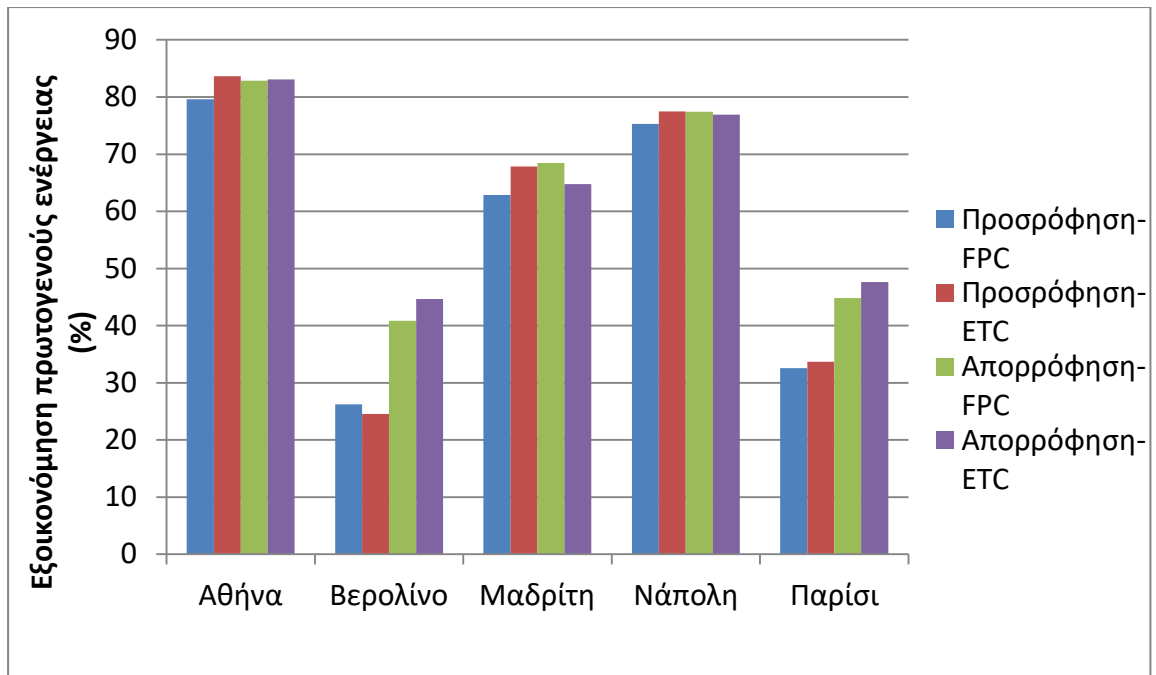
[100]¹, [101]²

Για την αποτίμηση της πρωτογενούς ενέργειας που καταναλώνεται στο ηλιακό σύστημα ψύξης και θέρμανσης υιοθετείται το βέλτιστο οικονομικά σενάριο για κάθε περίπτωση συστήματος-πόλης-συλλέκτη και υπολογίζεται η παροχή φυσικού αερίου στο λέβητα του συστήματος για τα σενάρια αυτά. Έτσι προκύπτει ο παρακάτω πίνακας:

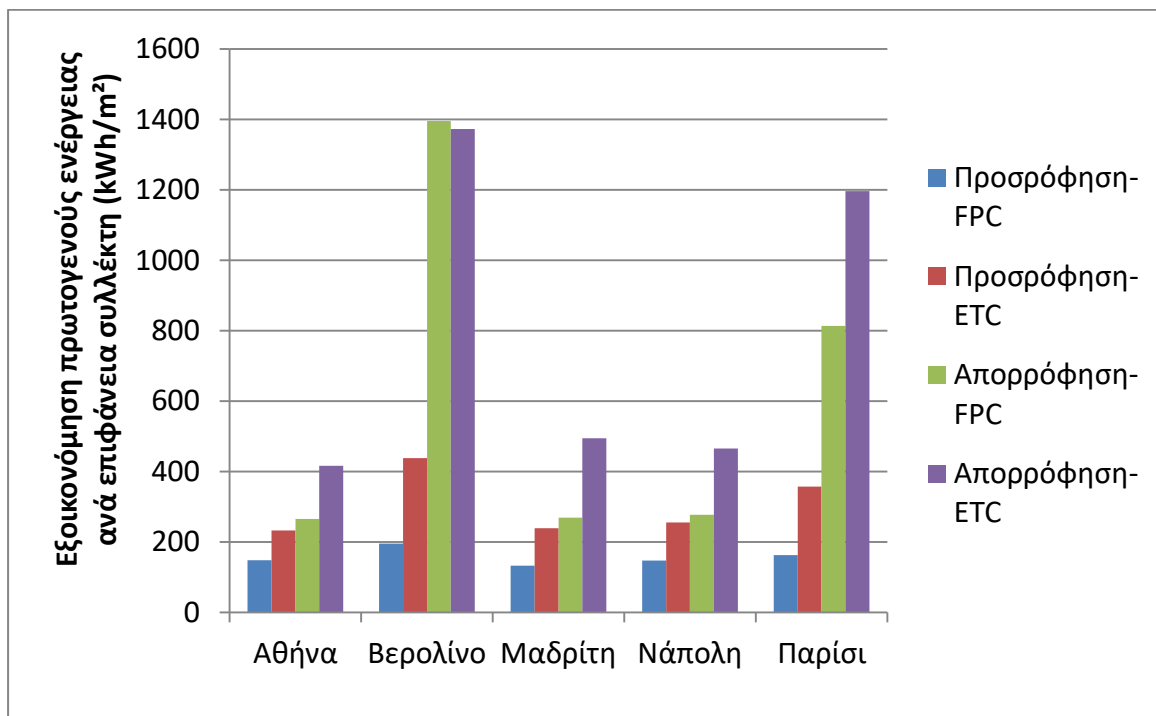
Πιν. 8.6. Σενάρια βέλτιστων περιόδων αποπληρωμής, με τις αντίστοιχες καταναλώσεις ενέργειας στο λέβητα Φ.Α. για όλα τα συστήματα ηλιακής ψύξης και θέρμανσης για κάθε πόλη.

Σύστημα	Συλλέκτης	Πόλη	η_{ex} (%)	PBP (έτη)	Q_{boiler} (kWh)	V_{st} (m ³)	A_{col} (m ²)
Προσρόφηση	FPC	Αθήνα	3.5768	65.9189	1.33E+03	1.6715	38.86418
		Βερολίνο	32.6725	90.6435	1.30E+04	1.0518	27.5326
		Μαδρίτη	6.9815	57.129	3325.4	2.1117	47.78202
		Νάπολη	4.0688	45.416	1868.3	1.8059	40.91088
		Παρίσι	27.1779	90.491	9290	1.0777	28.97448
Προσρόφηση	ETC	Αθήνα	2.7944	109.4233	1066.7	1.5727	25.99212
		Βερολίνο	33.4256	110.3033	13334	0.5618	11.47804
		Μαδρίτη	5.7355	80.4408	2876.3	1.4903	28.67536
		Νάπολη	3.7319	68.059	1703.5	1.5552	24.2102
		Παρίσι	26.7763	106.7583	9135.4	0.7267	13.6682
Απορρόφηση	FPC	Αθήνα	14.7648	35.5083	1118.2	0.8707	22.52465
		Βερολίνο	76.2236	29.3305	10458	0.3143	5.988152
		Μαδρίτη	23.9726	29.4127	2.82E+03	1.2244	25.66894
		Νάπολη	18.2046	24.9891	1708.2	1.003	22.29172
		Παρίσι	69.8434	31.3613	7595.6	0.2776	7.994024
Απορρόφηση	ETC	Αθήνα	14.0344	54.3365	1104.4	1.0458	14.38052
		Βερολίνο	67.7279	35.3059	9785.8	0.7746	6.65308
		Μαδρίτη	27.0445	39.6939	3151.5	0.5785	13.2006
		Νάπολη	18.6478	36.0849	1749.3	0.9048	13.18044
		Παρίσι	64.6343	36.008	7213.8	0.347	5.76744

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα υπολογίστηκε αρχικά η κατανάλωση φυσικού αερίου στο λέβητα (ο βαθμός απόδοσης του λέβητα είναι 95%). Έπειτα για κάθε μία από τις 20 περιπτώσεις υπολογίστηκε η επί τοις εκατό (%) εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας αλλά και η εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας ανά m², διότι στα παραπάνω σενάρια όπως φαίνεται και στον Πιν. 8.6, η συλλεκτική επιφάνεια δεν είναι πάντα ίδια. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα παρακάτω διαγράμματα:



Εικ. 8.9 Διάγραμμα εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας (%), για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για τη βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής κάθε συστήματος.



Εικ. 8.10 Διάγραμμα εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας ανά επιφάνεια συλλέκτη (kWh), για όλες τις πόλεις και όλα τα συστήματα, για τη βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής κάθε συστήματος.

Σχολιασμός-Συμπεράσματα:

Από τα προηγούμενα διαγράμματα προκύπτει καταρχάς πως σε όλες τις περιπτώσεις διαπιστώνεται αρκετά μεγάλη εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας. Συγκεκριμένα, στις πόλεις με έντονη ηλιοφάνεια η εξοικονόμηση αυτή κυμαίνεται πάνω από 60% έως και πάνω από 80%. Αυτό είναι λογικό, διότι στις πόλεις αυτές στόχος είναι η χρήση όσο το

δυνατόν περισσότερων συλλεκτών. Ακόμα, όμως, και στις πόλεις με ισχνή ηλιοφάνεια, παρόλο που η συνολική εξοικονόμηση είναι μικρότερη, η εξοικονόμηση ανά m^2 αντίθετα είναι πολύ μεγάλη. Από τη σύγκριση των ηλιακών συστημάτων μεταξύ τους φαίνεται ότι το σύστημα προσρόφησης με συλλέκτες FPC εμφανίζει τη χαμηλότερη εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας, ενώ το σύστημα απορρόφησης με συλλέκτες ETC τη μεγαλύτερη. Γενικά ισχύει ότι τα συστήματα απορρόφησης συμφέρουν σε σχέση με τα της προσρόφησης, αφού έχουν καλύτερο COP, επομένως και μεγαλύτερη εκμεταλλευσιμότητα της προσδιδόμενης σε αυτά ενέργειας. Τέλος οι ηλιακοί συλλέκτες ETC συντελούν σε μεγαλύτερη ακόμα εξοικονόμηση συγκριτικά με τους FPC, διότι παρουσιάζουν καλύτερους βαθμούς απόδοσης για τις θερμοκρασίες λειτουργίας των συστημάτων.

8.3. Σύγκριση συνολικών αποτελεσμάτων με τη βιβλιογραφία

Για την ενίσχυση της εγκυρότητας των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας, παρακάτω παρουσιάζεται μια σύγκριση της προαναφερθείσας ανάλυσης με αντίστοιχες αναλύσεις της διεθνούς βιβλιογραφίας.

Οι Eicker U. κ.α. [102] ακολούθησαν παρόμοια μέθοδο με την παρούσα διπλωματική εργασία και, αφού μοντελοποίησαν ένα σύστημα ηλιακής ψύξης για κτήριο στέγασης γραφείων, υπολόγισαν οικονομικά και ενεργειακά αποτελέσματα που προέκυψαν για διάφορες πόλεις. Η περίοδος αποπληρωμής για την πόλη της Μαδρίτης για σύστημα τροφοδοτούμενο από συλλέκτες FPC προέκυψε περίπου 35 με 40 χρόνια ενώ για το Παλέρμο της Ιταλίας, λίγο κάτω των 30 ετών. Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα αυτά με τα διαγράμματα της *Εικ. 7.3* για τη Μαδρίτη και της *Εικ. 7.4* για τη Νάπολη (αφού είναι Ιταλική πόλη) φαίνεται πως οι περίοδοι αποπληρωμής και για τις δύο περιπτώσεις κυμαίνονται ακριβώς στο ίδιο επίπεδο.

Οι Παπουτσήs Ε.Γ κ.α. [103] μελέτησαν ένα σύστημα ηλιακής ψύξης με προσρόφηση σε διάφορα σενάρια λειτουργίας για την περιοχή της Αθήνας. Για το σενάριο με συλλέκτες FPC προέκυψε πως η περίοδος αποπληρωμής είναι περίπου 8 χρόνια. Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα αυτά με το διάγραμμα της *Εικ. 7.1* φαίνεται πως τα αποτελέσματα έχουν μεγάλη διαφορά. Αυτό οφείλεται στις διαφορετικές θεωρήσεις για τη μοντελοποίηση των συστημάτων. Στη παρούσα δημοσίευση επιλέχθηκε το σύστημα να λειτουργεί μόνο τη θερινή περίοδο. Επίσης, οι τιμές των συλλεκτών FPC είναι κατάτι μικρότερες σε σχέση με την παρούσα εργασία και τέλος η μεγαλύτερη διαφορά εναπόκειται στο ότι η τιμή αγοράς του συστήματος προσρόφησης είναι 500€/kW, δηλαδή τέσσερις φορές μικρότερη από την επιλεχθείσα στην παρούσα εργασία.

Οι Carlos Infante Ferreira και D.S.Kim [13] υπολογίζουν τις τιμές του κόστους αγοράς και εγκατάστασης για διάφορα συστήματα προσρόφησης και απορρόφησης για συλλέκτες FPC αλλά και ETC. Συγκρίνοντας τα κόστη που προέκυψαν με τον Πιν. 6.7 και συνυπολογίζοντας σε αυτό τα υπόλοιπα κόστη του ηλιακού συστήματος ψύξης – θέρμανσης όπως περιγράφηκαν στην παράγραφο 6.3 προκύπτουν ότι τα κόστη κυμαίνονται ακριβώς στο ίδιο επίπεδο.

Οι Μπέλος Ε. κ.α. [104], [105] μοντελοποιώντας ένα σύστημα απορρόφησης τροφοδοτούμενο από ηλιακούς συλλέκτες καταλήγουν σε περίπου ίδια μεγέθη συλλεκτικής

επιφάνειας και τροφοδοτικού δοχείου στις κοινές περιπτώσεις πόλεων (Αθήνα, Μαδρίτη, Ρώμη- Ιταλία). Επίσης, υπολογίζοντας τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του ηλιακού συστήματος καταλήγουν ότι για τους συλλέκτες FPC είναι $\eta_{ex} = 3.021$ και για τους συλλέκτες ETC είναι $\eta_{ex} = 4.974$. Οι τιμές αυτές προκύπτουν για πλήρη λειτουργία του ηλιακού συστήματος χωρίς κάποιο εφεδρικό σύστημα. Έτσι, συγκρίνοντας τα στοιχεία αυτά με τις τιμές του εξεργειακού βαθμού απόδοσης των διαγραμμάτων των *Εικ. 7.1* , *Εικ. 7.3* , *Εικ. 7.4* (πόλεις με έντονη ηλιοφάνεια, στις οποίες επιδιώκεται ελαχιστοποίηση της χρήσης του λέβητα φυσικού αερίου) προκύπτουν αρκετά όμοιες, ιδίως οι τιμές των διαγραμμάτων Pareto με την καλύτερη περίοδο αποπληρωμής.

Οι Ali Shirazi κ.α. [106] χρησιμοποιώντας έναν αλγόριθμο πολύ-κριτηριακής βελτιστοποίησης, όπως συμβαίνει και στην παρούσα εργασία, επιδιώκουν την ενεργειακή, οικονομική και περιβαλλοντική αποτίμηση της χρήσης συστημάτων ηλιακής ψύξης και θέρμανσης σε κτηριακά συγκροτήματα στο Σίδνεϊ της Αυστραλίας. Παρότι οι τιμές των ηλιακών συλλεκτών ETC και του συστήματος απορρόφησης, που υιοθετεί ως βάση για την έρευνα, είναι χαμηλότερες από αυτές της παρούσας εργασίας (472,5€/m² για τους συλλέκτες και 585€/kWh για το σύστημα απορρόφησης) τελικά καταλήγει σε υψηλότερες περιόδους αποπληρωμής σε σχέση με τα συμπεράσματα για τις ευρωπαϊκές πόλεις που παρουσιάστηκαν παραπάνω.

Οι Τσούτσος Τ. κ.α. [107] μελέτησαν την εφαρμογή ενός συστήματος ηλιακής ψύξης, τροφοδοτούμενο από μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες FPC, σε ένα νοσοκομείο στην Κρήτη. Καθώς η αναφερόμενη μελέτη δημοσιεύτηκε το 2009 τα δεδομένα για τις τιμές των επιμέρους μερών του ηλιακού συστήματος (συγκεντρωτικοί συλλέκτες 180€/m², σύστημα απορρόφησης 400€/kW , πύργος ψύξης 50€/kWh, τροφοδοτικό δοχείο 600€/m³ , κόστος ηλεκτρικής ενέργειας 0.25€/kWh και κόστος εγκατάστασης 12% επί του συνολικού κόστους αγοράς) είναι σήμερα παρωχημένες. Τελικά προέκυψε περίοδος αποπληρωμής για το βέλτιστο σενάριο 11.5 χρόνια.

Οι Κορωνάιος Χ. κ.α. [108] εξετάζοντας την περίπτωση εφαρμογής της ηλιακής ψύξης σε ένα ιατρικό κέντρο στην Ηγουμενίτσα στην Ελλάδα, με σύστημα τροφοδοτούμενο από συλλέκτες FPC ή ETC, καταλήγουν σε περίοδο αποπληρωμής 24 χρόνων, η οποία εμφανίζεται ελάχιστα μικρότερη από αυτή της παρούσας εργασίας για την Αθήνα. Αξίζει να σημειωθεί πως υιοθετήθηκε τιμή για όλο το ηλιακό σύστημα 600€/m² και τιμή ηλεκτρικού ρεύματος 0.096€/kWh, οι οποίες είναι μικρότερες από αυτές της παρούσας εργασίας.

Οι Umberto Desideri κ.α. [109] μελετώντας την κάλυψη των θερμικών και ψυκτικών φορτίων ενός ξενοδοχείου στην Ιταλία από ένα ηλιακό σύστημα απορρόφησης τροφοδοτούμενο από συλλέκτες FPC, καταλήγουν σε περίοδο αποπληρωμής για την επένδυση 13 χρόνων. Οι διαφορές με την παρούσα εργασία οφείλονται αρχικά στις χαμηλότερες τιμές για το ηλιακό σύστημα (715 €/kW) και για τις καταναλώσεις ενέργειας (ηλεκτρική ενέργεια: 0.1511€/kWh ,θερμική ενέργεια: 0.0415€/kWh) και πιθανόν στην οικονομία κλίμακας.

Ο Houtan Moaveni [110] επιχειρεί μια θεωρητική προσέγγιση για τα ηλιακά συστήματα με προσρόφηση με συλλέκτες FPC ή ETC και καταλήγει σε κόστος συστήματος μικρής κλίμακας ,όπως στην παρούσα εργασία, 1216-1459 €/kW (1425-1710 \$/kW) το οποίο δεν

ανταποκρίνεται στην πραγματικότητα σήμερα. Έτσι , προκύπτει περίοδος αποπληρωμής 8-10 χρόνια για ένα τυπικό κτήριο, γεγονός που εμφανίζει απόκλιση από την εκτίμηση της παρούσας εργασίας.

Οι M. Zeki Yilmazoglu κ.α. [111] μελετούν την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών ενός ξενοδοχείου στην Τουρκία με σύστημα ηλιακής ψύξης με απορρόφηση τροφοδοτούμενο από συλλέκτες παραβολικού κατόπτρου PTC. Καταλήγουν σε κόστος συστήματος 810€/kW (950 \$/kW) το οποίο φαίνεται χαμηλό λαμβάνοντας υπόψη ότι στο κόστος αυτό εμπεριέχονται τα κόστη του συστήματος απορρόφησης δύο σταδίων και του αντίστοιχου πύργου ψύξης . Επιπλέον υποθέτουν σταθερό βαθμό απόδοσης στους συλλέκτες 66% και COP για την ψύξη 1.1. Έτσι καταλήγουν σε μία καμπύλη εξάρτησης περιόδου αποπληρωμής σε σχέση με το κόστος της συλλεκτικής επιφάνειας. Γενικά οι περίοδοι κυμαίνονται από 8.5 έως 10.5 χρόνια.

Κεφάλαιο 9. Συμπεράσματα- Προτάσεις

Με βάση την ανάλυση που προηγήθηκε, τα συμπεράσματα που εξάγονται σε σχέση με τη συμπεριφορά τόσο των συστημάτων μηχανικής συμπίεσης όσο και των συστημάτων ηλιακής ψύξης/θέρμανσης, θεωρήθηκαν αναμενόμενα. Όσον αφορά τα συστήματα μηχανικής συμπίεσης:

- Οι μέσες τιμές των συντελεστών COP, μέσα στο χρόνο, για όλες τις περιπτώσεις κυμαίνονται μεταξύ του 3.5 - 4.5, κινούνται δηλαδή εντός του αναμενόμενου εύρους τιμών, γεγονός που τις καθιστά εξαιρετικά ικανοποιητικές.
- Οι μέσοι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης των συστημάτων κυμαίνονται από 21% έως 27%.
- Γενικά τα συστήματα αυτά, ως τα κυρίαρχα στην αγορά σήμερα, παρουσιάζουν χαμηλές περιόδους αποπληρωμής (περίπου 10 έτη ίσως και χαμηλότερα) και εξαιτίας των υψηλών συντελεστών COP έχουν σχετικά μικρή κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος.
- Παρόλα αυτά το ηλεκτρικό ρεύμα, όπως έχει παρατεθεί στον Πιν. 8.1, είναι ιδιαίτερα ρυπογόνο ως πηγή ενέργειας. Έτσι, το βασικό μειονέκτημα των συστημάτων αυτών παραμένει η ρύπανση του περιβάλλοντος.

Σε σχέση με τα συστήματα ηλιακής ψύξης και θέρμανσης:

- Καταρχάς διαπιστώνεται (Πιν. 6.7) ότι το αρχικό κόστος τους είναι αρκετά υψηλό. Στο κόστος αυτό προστίθενται και επιπλέον κόστη με κυρίαρχο αυτό των ηλιακών συλλεκτών. Γενικά, παρατηρήθηκε πως τα συστήματα απορρόφησης είναι πιο οικονομικά από της προσρόφησης και πως οι επίπεδοι συλλέκτες FPC συμφέρουν, παρά την χαμηλότερη απόδοσή τους, σε σχέση με τους ETC. Ταυτόχρονα, τα συστήματα απορρόφησης κρίνονται πιο αποδοτικά. Ενδεικτικά, παρουσιάζουν συντελεστές COP μέχρι και 0.8 για ψύξη, ενώ ο αντίστοιχος μέγιστος συντελεστής COP για την προσρόφηση είναι περίπου 0.5. Ως βασικό μειονέκτημα των συστημάτων αυτών κρίνεται η εξάρτησή τους από την ύπαρξη ηλιοφάνειας. Για το λόγο αυτό η επένδυση επιβαρύνεται πάντα με το κόστος αγοράς, λειτουργίας και συντήρησης ενός εφεδρικού συστήματος παροχής ενέργειας.
- Για τις πόλεις με έντονη ηλιοφάνεια παρατηρήθηκε ότι η περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης για τα ηλιακά συστήματα μειώνεται εν γένει με την αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας μέχρι ένα αρκετά διευρυμένο όριο. Ο όγκος του τροφοδοτικού δοχείου σε κάθε περίπτωση κυμαίνεται εντός κάποιου βέλτιστου διαστήματος τιμών, για να επιτυγχάνεται η πληρέστερη αξιοποίηση της προστιδόμενης ενέργειας. Ο εξεργειακός βαθμός των συστημάτων είναι ιδιαίτερα χαμηλός λόγω της προσθήκης πολλών συλλεκτών.
- Για τις πόλεις με ισχνή ηλιοφάνεια διαπιστώθηκε πως είναι οικονομικά πιο συμφέρουσα η χρήση μικρής συλλεκτικής επιφάνειας με ταυτόχρονη λειτουργία του εφεδρικού συστήματος λέβητα φυσικού αερίου. Για αυτό το λόγο παρατηρούνται και αρκετά μεγαλύτεροι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης. Ο όγκος του τροφοδοτικού δοχείου είναι αρκετά μικρός, καθώς η ενέργεια αξιοποιείται ως επί το πλείστον άμεσα.

- Γενικά σε όλες τις υποθέσεις εργασίας που εξετάστηκαν, παρατηρήθηκε πως το οικονομικότερο σύστημα είναι αυτό της απορρόφησης με συλλέκτες FPC, ενώ ως το ακριβότερο αποδείχτηκε το σύστημα προσρόφησης με συλλέκτες ETC. Παρόλα αυτά μέχρι και οι οικονομικότερες περιπτώσεις βρίσκονται στα όρια της οικονομικής βιωσιμότητας, καθώς εμφανίζουν αρκετά επιμηκυμένη περίοδο αποπληρωμής. Παρακάτω, παρατίθεται συνοπτικός πίνακας με την βέλτιστη περίοδο αποπληρωμής για το σύστημα απορρόφησης με συλλέκτες FPC για κάθε πόλη.

Πιν. 9.1. Βέλτιστο σενάριο περιόδων αποπληρωμής συστημάτων ηλιακής ψύξης και θέρμανσης για κάθε πόλη

	η_{ex} (%)	PBP (έτη)	Q_{boiler} (kWh)	V_{st} (m ³)	A_{col} (m ²)
Αθήνα	14.76	35.54	1118.2	0.87	22.52
Βερολίνο	76.22	29.33	10458	0.31	5.99
Μαδρίτη	23.97	29.41	2820.0	1.22	25.67
Νάπολη	18.20	24.99	1708.2	1.00	22.29
Παρίσι	69.84	31.36	7595.6	0.28	7.99

- Τέλος, αποδεικνύεται ότι όντως τα ηλιακά συστήματα είναι φιλικότερα προς το περιβάλλον, καθώς συντελούν όχι μόνο στη ελάττωση των ρύπων, αλλά και στο περιορισμό της σπατάλης πρωτογενούς ενέργειας. Μάλιστα η προσθήκη πολλών συλλεκτών συμβάλλει στην ακόμη μεγαλύτερη μείωση των ρύπων και εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας. Το σύστημα απορρόφησης με συλλέκτες ETC αποτελεί το λιγότερο ρυπογόνο και ταυτόχρονα εξοικονομεί μεγαλύτερα ποσά πρωτογενούς ενέργειας. Αξίζει να σημειωθεί ότι στην καλύτερη περίπτωση υπήρξε μείωση των ρύπων μέχρι και 90% και εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας μέχρι και άνω του 80%.

Γενικεύοντας τα παραπάνω συμπεράσματα αποδεικνύεται πως τα συστήματα ηλιακής ψύξης, παρά τα πολλά υποσχόμενα περιβαλλοντικά οφέλη τους, βρίσκονται ακόμα στα αρχικά στάδια της μαζικής τους παραγωγής. Πρέπει να μειωθούν αρκετά ακόμη οι τιμές αγοράς τους είτε και να αυξηθεί η απόδοσή τους, ώστε να γίνουν οικονομικά ανταγωνιστικά.

Για την επέκταση της παρούσας εργασίας προτείνεται η περαιτέρω μελέτη και εμβάθυνση στα εξής θέματα:

- Μοντελοποίηση χώρου μεγαλύτερων διαστάσεων (π.χ. οικία 300m² ή ολόκληρο κτήριο) με σκοπό την εκτίμηση της συμπεριφοράς της οικονομίας κλίμακας για τις εγκαταστάσεις ηλιακής ψύξης
- Ένταξη διαφορετικού συστήματος υποβοήθησης αντί του λέβητα φυσικού αερίου
- Εμβάθυνση της οικονομικής ανάλυσης με ακόμη περισσότερους δείκτες (IRR ,NPV, LCOE κτλ)
- Ένταξη συγκεντρωτικών συλλεκτών στη μελέτη (π.χ. PTC)
- Μελέτη διαφορετικών συστημάτων ψύξης - θέρμανσης (π.χ. απορρόφηση δύο σταδίων, ψύξη με ακροφύσιο)
- Μελέτη για άλλες γεωγραφικές περιοχές (π.χ. τροπική ζώνη)

Βιβλιογραφία

1. Κακαράς, Ε. and Σ. Καρέλλας, *Αποκεντρωμένα Συστήματα Παραγωγής Ενέργειας*. 2015, εκδ. Τσότρας. 704.
2. Choudhury, B., et al., *An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling*. Applied Energy, 2013. **104**: p. 554-567.
3. Young, H.D., R.A. Freedman, and A.L. Ford, *Sears and Zemansky's university physics*. Vol. 3. 2006: Pearson education.
4. KATSAPRAKAKIS, D., et al., *Ψύξη και συστήματα διανομής ψύξης*. 2015.
5. Kuo Wang, S., Z. Lavan, and P. Norton, *Air Conditioning and Refrigeration Engineering / S.K. Wang, Z. Lavan, P. Norton ; pref. F. Freith*. 2018.
6. Ειρήνη, Κ., *Συστήματα Βιομηχανικής Ψύξης*. 2015.
7. Handbook, A., *Refrigeration, 1791 Tullie Circle*. NE Atlanta, GA, 2010. **30329**.
8. Dincer, I., *Refrigeration systems and applications*. 2017: John Wiley & Sons.
9. Χατζηδάκης, Σ., *Σημειώσεις Ψύξης, Α και Β' μέρος*. Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, 2003. **12**.
10. Srihirin, P., S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, *A review of absorption refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2001. **5**(4): p. 343-372.
11. Calvert, J.G., *Glossary of atmospheric chemistry terms (Recommendations 1990)*. Pure and applied chemistry, 1990. **62**(11): p. 2167-2219.
12. Henning, H.-M., *Solar assisted air conditioning of buildings—an overview*. Applied thermal engineering, 2007. **27**(10): p. 1734-1749.
13. Infante Ferreira, C. and D.-S. Kim, *Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data*. International Journal of Refrigeration, 2014. **39**: p. 23-37.
14. Wang, R., L. Wang, and J. Wu, *Adsorption refrigeration technology: theory and application*. 2014: John Wiley & Sons.
15. Παπουτσής, Ε., *Θερμοδυναμική ανάλυση ψυκτικών συστημάτων προσρόφησης*. 2018.
16. Qu, T.F., R.Z. Wang, and W. Wang, *Study on heat and mass recovery in adsorption refrigeration cycles*. Applied Thermal Engineering, 2001. **21**(4): p. 439-452.
17. GBU, *AdsORPTION CHILLER NAK*. 1999.
18. Cooper, C.D. and F.C. Alley, *Air pollution control: A design approach*. 2002: Waveland Press.
19. Ng, K., et al., *Experimental investigation of the silica gel–water adsorption isotherm characteristics*. Applied Thermal Engineering, 2001. **21**(16): p. 1631-1642.
20. Deng, J., R.Z. Wang, and G.Y. Han, *A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems*. Progress in Energy and Combustion Science, 2011. **37**(2): p. 172-203.
21. Baerlocher, C.a.L.B.M., *Database of Zeolite Structures*. 2017.
22. Barbieri, O., et al., *Capacitance limits of high surface area activated carbons for double layer capacitors*. Carbon, 2005. **43**(6): p. 1303-1310.
23. Tso, C.Y. and C.Y. Chao, *Activated carbon, silica-gel and calcium chloride composite adsorbents for energy efficient solar adsorption cooling and dehumidification systems*. International journal of refrigeration, 2012. **35**(6): p. 1626-1638.
24. Wang, L.W., R.Z. Wang, and R.G. Oliveira, *A review on adsorption working pairs for refrigeration*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. **13**(3): p. 518-534.
25. Henning, H.-M., *Solar assisted air conditioning of buildings – an overview*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(10): p. 1734-1749.

26. Wang, R.Z. and R.G. Oliveira, *Adsorption refrigeration—An efficient way to make good use of waste heat and solar energy*. Progress in Energy and Combustion Science, 2006. **32**(4): p. 424-458.
27. DeWinter, F., *Solar collectors, energy storage, and materials*. Vol. 5. 1990: MIT press.
28. Αντωνόπουλος, Κ.Α., *Θερμικά Ηλιακά Συστήματα*. 2011. **1**.
29. Kalogirou, S.A., *Solar energy engineering: processes and systems*. 2013: Academic Press.
30. Kalogirou, S.A., *Solar thermal collectors and applications*. Progress in Energy and Combustion Science, 2004. **30**(3): p. 231-295.
31. Foster, R., M. Ghassemi, and A. Cota, *Solar energy: renewable energy and the environment*. 2009: CRC Press.
32. Tian, Y. and C.-Y. Zhao, *A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications*. Applied energy, 2013. **104**: p. 538-553.
33. Khoukhi, M. and S. Maruyama, *Theoretical approach of a flat plate solar collector with clear and low-iron glass covers taking into account the spectral absorption and emission within glass covers layer*. Renewable energy, 2005. **30**(8): p. 1177-1194.
34. ASHRAE, T.E.S., *ASHRAE Handbook of applications*. American society of heating ventilation and air conditioning, Atlanta Georgia, 1995.
35. Handbook, A., *HVAC Applications, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers*. 1995, Inc.
36. Ghazi, S., A. Sayigh, and K. Ip, *Dust effect on flat surfaces – A review paper*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014. **33**: p. 742-751.
37. Tripanagnostopoulos, Y., M. Souliotis, and T. Nousia, *Solar collectors with colored absorbers*. Solar Energy, 2000. **68**(4): p. 343-356.
38. Wazwaz, A., et al., *Solar thermal performance of a nickel-pigmented aluminium oxide selective absorber*. Renewable Energy, 2002. **27**(2): p. 277-292.
39. Orel, Z.C., M.K. Gunde, and M.G. Hutchins, *Spectrally selective solar absorbers in different non-black colours*. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2005. **85**(1): p. 41-50.
40. Korres, D. and C. Tzivanidis, *A new mini-CPC with a U-type evacuated tube under thermal and optical investigation*. Renewable Energy, 2017.
41. The, et al. *The different types of solar thermal panel collectors*. Available from: <https://www.renewableenergyhub.co.uk/solar-thermal-information/the-different-types-of-solar-thermal-panel-collectors.html>.
42. Μαρτινόπουλος, Γ., *Σχεδίαση, κατασκευή και αξιολόγηση πρότυπου επίπεδου ηλιακού συλλέκτη κατάλληλου για ψυχρά κλίματα*. 2009, Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης (ΑΠΘ). Σχολή Πολυτεχνική. Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών. Τομέας Ενεργειακός.
43. Duffie, J.A. and W.A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*. 2013: John Wiley & Sons.
44. Nkwetta, D.N., et al., *Experimental field evaluation of novel concentrator augmented solar collectors for medium temperature applications*. Applied Thermal Engineering, 2013. **51**(1-2): p. 1282-1289.
45. Tang, R., et al., *Assessment of uncertainty in mean heat loss coefficient of all glass evacuated solar collector tube testing*. Energy conversion and management, 2006. **47**(1): p. 60-67.
46. Xiao, C., et al., *Solar thermal utilization in China*. Renewable Energy, 2004. **29**(9): p. 1549-1556.
47. Sabiha, M., et al., *Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **51**: p. 1038-1054.

48. Garcia-Rodriguez, L., A.I. Palmero-Marrero, and C. Gómez-Camacho, *Comparison of solar thermal technologies for applications in seawater desalination*. Desalination, 2002. **142**(2): p. 135-142.
49. Suman, S., M.K. Khan, and M. Pathak, *Performance enhancement of solar collectors—A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **49**: p. 192-210.
50. Χριστοδουλάκη and Ρόζα. *MSc Environmental design & engineering 2016*; Available from: <http://docplayer.gr/1770744-Hristodoylaki-roza-msc-environmental-design-engineering-fysikos-pan-athinon.html>.
51. Shukla, R., et al., *Recent advances in the solar water heating systems: A review*. Vol. 19. 2013. 173-190.
52. Ambient and Instal. *Evacuated tube collectors*. 2018; Available from: <http://www.ambient-instal.ro/en/evacuated-tube-collectors/>.
53. Stine, W. and M. Geyer. *Power From The Sun, chapter 6: Flat-Plate Collectors*. 2001; Available from: <http://www.powerfromthesun.net/book.html>.
54. Morrison, G.L., I. Budihardjo, and M. Behnia, *Water-in-glass evacuated tube solar water heaters*. Solar Energy, 2004. **76**(1): p. 135-140.
55. Zubriski, S.E. and K.J. Dick, *MEASUREMENT OF THE EFFICIENCY OF EVACUATED TUBE SOLAR COLLECTORS UNDER VARIOUS OPERATING CONDITIONS*. Journal of Green Building, 2012. **7**(3): p. 114-130.
56. TECHSG. *Solar water heating system (industrial/domestic)*. 2008; Available from: <http://www.shriramgreentech.com>.
57. Budihardjo, M. G. and B. M., *Development of TRNSYS models for predicting the performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters in Australia*. Proceedings of ANZSES, 2003.
58. Mangal, D., et al., *Acknowledgement of evacuated tube solar water heater over flat plate solar water heater*. International Journal of Engineering (IJE), 2010. **4**(4): p. 279.
59. Tang, R., Y. Yang, and W. Gao, *Comparative studies on thermal performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters with different collector tilt-angles*. Solar Energy, 2011. **85**(7): p. 1381-1389.
60. Fernández-García, A., et al., *Parabolic-trough solar collectors and their applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010. **14**(7): p. 1695-1721.
61. Kalogirou, S., *Use of parabolic trough solar energy collectors for sea-water desalination*. Applied Energy, 1998. **60**(2): p. 65-88.
62. Jebasingh, V. and G.J. Herbert, *A review of solar parabolic trough collector*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **54**: p. 1085-1091.
63. Padilla, R.V., *Simplified methodology for designing parabolic trough solar power plants*. 2011: University of South Florida.
64. Lof, G. and J. Duffie, *Optimization of focusing solar-collector design*. Journal of Engineering for Power, 1963. **85**(3): p. 221-228.
65. Delorme, M., et al., *Solar air conditioning guide*. 2005.
66. Houghton, J.T., et al., *Technical summary of working group 1*. 2001: Cambridge University Press.
67. Kim, D. and C.I. Ferreira, *Solar refrigeration options—a state-of-the-art review*. International Journal of refrigeration, 2008. **31**(1): p. 3-15.
68. Lamp, P. and F. Ziegler, *European research on solar-assisted air conditioning*. International Journal of refrigeration, 1998. **21**(2): p. 89-99.
69. Daßler, I. and W. Mittelbach, *Solar cooling with adsorption chillers*. Energy Procedia, 2012. **30**: p. 921-929.

70. Liu, B.Y. and R.C. Jordan, *The long-term average performance of flat-plate solar-energy collectors: with design data for the US, its outlying possessions and Canada*. Solar energy, 1963. **7**(2): p. 53-74.
71. Vitosol. *Vitosol Tech Guide*. 2017; Available from: https://www.viessmann.rs/content/dam/vi-brands/DE/Produkte/Solarsysteme/Vitosol-300-F/DB-5368803_Vitosol_300-F.pdf/jcr_content/renditions/original.media_file.download_attachment.file/DB-5368803_Vitosol_300-F.pdf.
72. Akotec. *STC - Single Tube Collector*. 2015; Available from: <http://tableserver.evaaugsten.de/tables/h1vg6pdub7q>.
73. Bell, I.H., et al. *Coolprop: An open-source reference-quality thermophysical property library*. in *ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems*. 2013.
74. Bellos, E., C. Tzivanidis, and G. Tsifis, *Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios*. Energy Conversion and Management, 2017. **148**: p. 1055-1069.
75. Bellos, E., C. Tzivanidis, and K.A. Antonopoulos, *Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system*. Energy Conversion and Management, 2016. **123**: p. 453-461.
76. Kim, D.S. and C.A. Infante Ferreira, *Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles*. International Journal of Refrigeration, 2008. **31**(6): p. 1012-1020.
77. Ibrahim, G. and G. Vinnicombe, *A hybrid method to analyse the performance of falling film absorbers*. International journal of heat and mass transfer, 1993. **36**(5): p. 1383-1390.
78. Patnaik, V., H. Perez-Blanco, and W. Ryan, *A simple model for the design of vertical tube absorbers*. 1993, Oak Ridge National Lab., TN (United States).
79. Islam, M.R., N. Wijeysondera, and J. Ho, *Heat and mass transfer effectiveness and correlations for counter-flow absorbers*. International journal of heat and mass transfer, 2006. **49**(21-22): p. 4171-4182.
80. American Society of Heating, R. and E. Air-Conditioning, *2013 ASHRAE handbook : fundamentals*. 2013, ASHRAE: Atlanta, GA .:
81. Kim, D.-S., *Solar absorption cooling*. 2007.
82. Kim, D. and C.I. Ferreira, *A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions*. International journal of refrigeration, 2006. **29**(1): p. 36-46.
83. Maryami, R. and A.A. Dehghan, *An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect*. Applied Thermal Engineering, 2017. **124**: p. 103-123.
84. SorTech. *ecoo 2.0*. 2015; Available from: https://download.fahrenheit.cool/English/C_Instruction_Manuals/Operating_Manual_eCoo2.0.pdf.
85. Technologies, E.C. *COPELAND Compressors*. 2016; Available from: <https://climate.emerson.com/en-us/products/refrigeration/commercial-refrigeration/scroll-compressors>.
86. Carrier. *Carrier Residential*. 2015; Available from: <https://www.carrier.com/residential/en/us/>.
87. Christensen, C., et al., *BEopt: Software for Identifying Optimal Building Designs on the Path to Zero Net Energy; Preprint*. 2005, National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US).
88. Crawley, D.B., et al., *Energy plus: energy simulation program*. ASHRAE journal, 2000. **42**(4): p. 49-56.

89. T.O.T.E.E. 20701-2/2010. 2010; Available from: <http://portal.tee.gr/portal/page/portal/tptee/totee/TOTEE-20701-2-Final-%D4%C5%C5....pdf>.
90. T.O.T.E.E. 20701-1/2010. 2010; Available from: <http://portal.tee.gr/portal/page/portal/tptee/totee/TOTEE-20701-1-Final-%D4%C5%C5-2nd.pdf>.
91. Eurostat. *Electricity price statistics* 2018; Available from: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Electricity_price_statistics.
92. Eurostat. *Natural gas price statistics*. 2018; Available from: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Natural_gas_price_statistics.
93. U.S. Department of Energy. 2017; Available from: <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2017/01/f34/us-energy-employment-report-2017.pdf>.
94. SorTech, AG 2011.
95. Balaji, K., S. Iniyan, and M.V. Swami, *Exergy, economic and environmental analysis of forced circulation flat plate solar collector using heat transfer enhancer in riser tube*. Journal of Cleaner Production, 2018. **171**: p. 1118-1127.
96. Porrás-Prieto, C.J., et al., *Profitability Variations of a Solar System with an Evacuated Tube Collector According to Schedules and Frequency of Hot Water Demand*. Energies, 2016. **9**(12): p. 1053.
97. Cerbos. *solar tank cost*. 2017; Available from: <https://www.cerbos.ee/>.
98. Lecompte, S., et al., *Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system*. Applied Energy, 2013. **111**: p. 871-881.
99. Frischknecht, R., et al., *Implementation of life cycle impact assessment methods. Data v2. 0 (2007). Ecoinvent report No. 3*. 2007, Ecoinvent Centre.
100. International Energy Agency, *Statistics:Electricity information*. 2018: IEA publications.
101. Loga, T. and K. Müller, *Evaluation of the TABULA Database—Comparison of Typical Buildings and Heat Supply Systems from 12 European Countries*. TABULA Work Report, 2012.
102. Eicker, U., et al., *Economic evaluation of solar thermal and photovoltaic cooling systems through simulation in different climatic conditions: An analysis in three different cities in Europe*. Energy and Buildings, 2014. **70**: p. 207-223.
103. Papoutsis, E., I. Koronaki, and V. Papaefthimiou, *Numerical simulation and parametric study of different types of solar cooling systems under Mediterranean climatic conditions*. Energy and Buildings, 2017. **138**: p. 601-611.
104. Bellos, E. and C. Tzivanidis, *Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates*. Applied Thermal Engineering, 2017. **126**: p. 809-821.
105. Bellos, E., C. Tzivanidis, and K.A. Antonopoulos, *Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types*. Applied Thermal Engineering, 2016. **102**: p. 749-759.
106. Shirazi, A., et al., *A comprehensive, multi-objective optimization of solar-powered absorption chiller systems for air-conditioning applications*. Energy Conversion and Management, 2017. **132**: p. 281-306.
107. Tsoutsos, T., et al., *Design of a solar absorption cooling system in a Greek hospital*. Energy and Buildings, 2010. **42**(2): p. 265-272.

108. Koroneos, C., E. Nanaki, and G. Xydis, *Solar air conditioning systems and their applicability—an exergy approach*. Resources, Conservation and Recycling, 2010. **55**(1): p. 74-82.
109. Desideri, U., S. Proietti, and P. Sdringola, *Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications*. Applied Energy, 2009. **86**(9): p. 1376-1386.
110. Moaveni, H., *Technical and Economic Analysis of Solar Cooling Systems in a Hot and Humid Climate*. 2010.
111. YILMAZOGLU, M.Z. and E. Amirabedin, *The verification of the payback time for a solar driven absorption cooling system depending on technological development and design data*. Gazi University Journal of Science, 2012. **25**(3): p. 793-801.