

**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**  
**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**



**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

Ενεργειακή αξιολόγηση ηλιοβοηθούμενης αντλίας θερμότητας με φωτοβολταϊκούς θερμικούς (PVT) συλλέκτες για κατοικίες στην Ελλάδα

Υπεύθυνος Φοιτητής: **Παναγιώτης Ζερμπίνος**  
Αριθμός Μητρώου: 51204453 ([et04453@uniwa.gr](mailto:et04453@uniwa.gr))

Επιβλέπων  
Ευάγγελος Σακελλαρίου ([esakellariou@uniwa.gr](mailto:esakellariou@uniwa.gr))

ΑΘΗΝΑ

ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ 2022



UNIVERSITY OF WEST ATTICA  
FACULTY OF ENGINEERING  
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING



DIPLOMA THESIS  
Energy performance evaluation of solar assisted heat pump with photovoltaic-  
thermal collectors for dwellings in Greece

Undergraduate Student: **Panagiotis Zermpinos**  
Registration number: 51204453 ([et04453@uniwa.gr](mailto:et04453@uniwa.gr))

Supervisor  
Evangelos Sakellariou ([esakellariou@uniwa.gr](mailto:esakellariou@uniwa.gr))

ATHENS  
SEPTEMBER 2022





**Η Διπλωματική εργασία έγινε αποδεκτή και βαθμολογήθηκε από την εξής τριμελή επιτροπή:**

<b>ΚΟΣΜΑΣ ΚΑΒΒΑΔΙΑΣ</b> Αναπληρωτής Καθηγητής	<b>ΝΑΖΟΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ</b> Λέκτορας εφαρμογών	<b>ΣΑΚΕΛΛΑΡΙΟΥ ΕΥΑΓΓΕΛΟΣ</b> Έκτακτο εκπαιδευτικό προσωπικό
(Υπογραφή)	(Υπογραφή)	(Υπογραφή)

Copyright © Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

### **Παναγιώτης Ζερμπίνος, Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής**

Απαγορεύεται η αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή αυτής για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσης, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα. Ερωτήματα που αφορούν την χρήση της εργασίας για κερδοσκοπικό σκοπό πρέπει να απευθύνονται προς τον συγγραφέα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτό το έγγραφο εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις θέσεις του επιβλέποντος, της επιτροπής εξέτασης ή τις επίσημες θέσεις του Τμήματος και του ιδρύματος.

### **ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ**

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ ΖΕΡΜΠΙΝΟΣ του ΓΕΩΡΓΙΟΥ, με αριθμό μητρώου 51204453, φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής, της Σχολής Μηχανικών, του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε αυτούσιες είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολο τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από εμένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας, τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του διπλώματος μου.».

Ο Δηλών

**ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ ΖΕΡΜΠΙΝΟΣ**



## **Πρόλογος**

Η παρούσα διπλωματική εργασία είναι έργο του προπτυχιακού φοιτητή Παναγιώτη Ζερμίνου υπό την καθοδήγηση του υπεύθυνου καθηγητή που αναφέρθηκε στο εξώφυλλο με σκοπό την απόκτηση του διπλώματος του Μηχανολόγου Μηχανικού του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής. Έχει ως κύριο σκοπό την ενεργειακή αξιολόγηση, για τα ελληνικά δεδομένα της Αθήνας και της Θεσσαλονίκης, μιας ηλιοβοηθούμενης αντλίας με φωτοβολταϊκούς/θερμικούς συλλέκτες και προσπαθεί να συμβάλει στην βιβλιογραφία.

## **Ευχαριστήρια**

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Σακελλαρίου για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε δίνοντας μου το συγκεκριμένο θέμα αλλά και για την άμεση υποστήριξη και την καθοδήγηση που μου έδωσε καθ' όλης της διάρκειας εκπόνησης της διπλωματικής μου. Επιπλέον θα ήθελα να ευχαριστήσω τον συνάδελφο και συφοιτητή μου Παναγιώτη Νικολόπουλο για την βοήθεια του. Έπειτα θα ήθελα να εκφράσω ευγνωμοσύνη ως προς τους φίλους μου Κίμωνα Τσίλια και Αντώνη Νικολάκη για την υποστήριξη και την υπομονή τους καθ' όλης της διάρκειας και των σπουδών αλλά και της διπλωματικής μου. Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς και την αδερφή μου γιατί χωρίς αυτούς δεν θα ήταν δυνατόν να ολοκληρώσω το προπτυχιακό πρόγραμμα του Μηχανολόγου Μηχανικού.

## **Περίληψη**

Η παρούσα διπλωματική έχει ως στόχο την ενεργειακή αξιολόγηση ηλιοβοηθούμενης αντλίας θερμότητας (Α.Θ.) η οποία τροφοδοτείται από θερμικούς/φωτοβολταϊκούς συλλέκτες (PVT's) για την κάλυψη αναγκών θέρμανσης σε μικρά οικογενειακά κτήρια, 100 m<sup>2</sup>. Η αξιολόγηση της ηλιοβοηθούμενης Α.Θ διεξάγεται για την Ελλάδα και συγκεκριμένα για τις δυο μεγαλύτερες πόλεις, την Αθήνα και την Θεσσαλονίκη. Για την επίτευξη των στόχων της εργασίας, η ηλιοβοηθούμενη Α.Θ καθώς και το κτήριο μοντελοποιήθηκαν μαθηματικά στο TRNSYS και παραμετρικές αναλύσεις σε ετήσια βάση διεξήχθησαν. Οι παραμετρικές αναλύσεις είχαν ως στόχο να εξάγουν συμπεράσματα σχετικά με το μέγεθος της συστοιχίας των PVTs και της δεξαμενής αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας. Όλες οι εξομοιώσεις εκτελέστηκαν με ωριαίο βήμα καθώς και με την χρήση των διαθέσιμων μετεωρολογικών δεδομένα από το Meteonorm. Για την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων έγινε χρήση πέντε ενεργειακών δεικτών με σημαντικότερο από αυτούς να είναι το ποσοστό κάλυψης της ηλεκτρικής ενέργειας από τα PVTs, Renewable Power Fraction. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι οι συνδυασμοί που περιέχουν τα λιγότερα PVT και την μεγαλύτερη σε όγκο ηλιακή δεξαμενή αποδίδουν βέλτιστα όσον αφορά την ειδική παραγωγικότητα τους, ενώ οι συνδυασμοί με τα περισσότερα PVT αποδίδουν βέλτιστα στον δείκτη SPF. Πιο συγκεκριμένα οι 4 συλλέκτες με τις δεξαμενές του 1.5 m<sup>3</sup> απέδωσαν μέγιστη ειδική θερμική παραγωγικότητα, των 195.53 kWh·m<sup>-2</sup>, και μέγιστη ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα, των 280.56 kWh·m<sup>-2</sup>. Παράλληλα οι συνδυασμοί που περιείχαν 24 συλλέκτες παρουσίασαν μέγιστο COP στο 4.97, μέγιστο SPF στο 2.63 και μέγιστο RPF στο 12.86, δείχνοντας ότι το σύστημα είναι αυτοσυντηρούμενο και ότι μπορεί να καλύψει ακόμα και τις ηλεκτρικές ανάγκες της οικίας.

**Λέξεις-κλειδιά:** Ηλιοβοηθούμενο σύστημα, Φωτοβολταϊκοί/Θερμικοί Συλλέκτες, Ενεργειακή Αξιολόγηση, TRNSYS.

## **Abstract**

The presented diploma thesis is focused on the energetic evaluation of a solar-assisted heat pump (SAHP) that is powered by photovoltaic/thermal panels to meet the thermal needs of small family dwellings, of 100 m<sup>2</sup> in Greece's largest cities, Athens and Thessaloniki. To achieve the goals of the thesis the SAHP as well as the dwelling are modeled mathematically in TRNSYS and parametric analyses on an annual basis are conducted. The parametric analyses are aimed at drawing conclusion about the size of the array of PVT's and the volume of the solar energy storage tank. All simulations were performed using an hourly step as well as using available meteorological data from Meteonorm. For the energetic evaluation of the results, five energy metrics were used, the most important of which is the percentage of electricity coverage by PVT's, Renewable Power Fraction (RPF). More specifically 4 collectors with a tank of 1.5 m<sup>3</sup> yielded a maximum specific thermal productivity of 195.53 kWh·m<sup>-2</sup> and a maximum specific electrical productivity of 280.56 kWh·m<sup>-2</sup>. At the same time 24 collectors showed a maximum COP of 4.97, a maximum SPF of 2.63 and a maximum RPF of 12.86 showing that the system is self-sustaining and that it can even cover the electrical demands of the dwelling.

**Keywords:** Solar assisted system, Photovoltaic thermal panels, Energy evaluation, TRNSYS.

## Περιεχόμενα

Εικόνες του κειμένου.....	12
Διαγράμματα του κειμένου.....	13
Πίνακες του κειμένου.....	14
Εξισώσεις του κειμένου.....	15
Αλφαβητικό ευρετήριο όρων.....	16
1 Εισαγωγή.....	17
1.1 Στατιστικά στοιχεία σχετικά με την θέρμανση χώρων.....	17
1.1.1 Τεχνολογική στάθμιση στην Ελλάδα.....	18
1.1.2 Τεχνολογίες θέρμανσης.....	19
1.2 Αντλίες θερμότητας.....	20
1.2.1 Ορισμός και αρχή λειτουργίας.....	20
1.3 Ηλιακοί συλλέκτες – Φωτοβολταϊκά – PVT.....	25
1.4 Τεχνολογίες αποθήκευσης ενέργειας.....	27
1.4.1 Αποθήκευση μηχανικής ενέργειας.....	27
1.4.2 Αποθήκευση ηλεκτροχημικής ενέργειας.....	27
1.4.3 Αποθήκευση θερμικής ενέργειας.....	27
1.5 Τεκμηρίωση της έρευνας.....	29
1.6 Έρευνητικές ερωτήσεις.....	29
2 Επιστημονική ανασκόπηση.....	30
2.1 Αριθμητικές προσομοιώσεις.....	30
2.2 Πειραματικές έρευνες.....	31
3 Μεθοδολογία.....	37
3.1 Κύρια μεθοδολογικά βήματα.....	37
3.1.1 Παραδοχές.....	38
3.1.2 Δεδομένα εισόδου.....	38
3.1.3 Μετεωρολογικά – 4 ζώνες (KENAK).....	38
3.2 Πρότυπη κατοικία, δεξαμενή και PVT.....	39
3.3 Μοντελοποίηση (TRNSYS).....	42
3.3.4 Εξεταζόμενα σενάρια.....	42
3.3.5 Ηλιοβοηθούμενη αντλία θερμότητας.....	43
3.3.6 Φωτοβολταϊκός/Θερμικός Συλλέκτης (PVT).....	45
3.3.7 Τερματική μονάδα νερού (Fan Coil Unit).....	47
3.3.8 Κυκλοφορητής.....	47
3.3.9 Αυτοματισμός.....	49
3.3.10 Κατοικία.....	50
3.3.11 Δεξαμενή θερμικής αποθήκευσης.....	52
3.3.12 Μετεωρολογικό αρχείο.....	52
3.3.13 Παραμετρική ανάλυση.....	54

3.3.14 Τελικό μοντέλο.....	54
3.4 Δείκτες αξιολόγησης των ΗΒΑΘ .....	55
3.4.1 Ενεργειακοί δείκτες.....	55
4 Αποτελέσματα και σχολιασμός.....	58
4.1 Ειδική παραγωγικότητα .....	58
4.2 Seasonal Performance Factor – Coefficient of Performance .....	59
4.3 Renewable Power Fraction .....	61
4.4 Storage Capacity .....	62
5 Συμπεράσματα .....	63
5.1 Ειδική θερμικής παραγωγικότητα.....	63
5.2 Ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα.....	63
5.3 Renewable Power Fraction .....	63
5.4 Seasonal Performance Factor.....	63
5.5 Coefficient of Performance.....	64
5.6 Τελικά συμπεράσματα και σχολιασμός.....	64
5.7 Μελλοντική έρευνα .....	65
Βιβλιογραφία .....	66

## Εικόνες του κειμένου

Εικόνα 1-1. Μείωση εκπομπών CO <sub>2</sub> με την χρήση αντλιών θερμότητας. (IEA, 2021).....	18
Εικόνα 1-2. Ιδανικός κύκλος αντλίας θερμότητας σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας. (Staffell et al., 2012) .....	20
Εικόνα 1-3. ASHP της Vaillant (Vaillant, 2022). .....	21
Εικόνα 1-4. ASHP της Carrier (Carrier, 2022).....	22
Εικόνα 1-5. Σύστημα κλειστού βρόγχου (Οριζόντιο) (EERE, 2022). .....	22
Εικόνα 1-6. Σύστημα κλειστού βρόγχου (Κάθετο) (EERE, 2022). .....	22
Εικόνα 1-7. Σύστημα ανοιχτού βρόγχου (EERE, 2022). .....	23
Εικόνα 1-8. SAHP παράλληλου τύπου. (Buker and Riffat, 2016).....	24
Εικόνα 1-9. SAHP άμεσης εκτόνωσης (DX-SAHP) (Buker and Riffat, 2016). .....	24
Εικόνα 1-10. SAHP έμμεσης εκτόνωσης (IDX-SAHP) (Buker and Riffat, 2016). .....	24
Εικόνα 1-11. Τυπική διάταξη θερμοσίφωνα (Kalogirou, 2009). .....	25
Εικόνα 1-12. Διατομή επίπεδου ηλιακού συλλέκτη (Kalogirou, 2009). .....	25
Εικόνα 1-13. Απο την κυψέλη στο πλαίσιο, και απο το πλαίσιο στο σύστημα (US Department of Energy, 2019b). ...	26
Εικόνα 1-14. Χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας φ/β (Hernández, Gallardo and Alonso, 2019). .....	26
Εικόνα 1-15. Είδη ηλιακής θερμικής αποθήκευσης ενέργειας. (Sarbu and Sebarchievici, 2018) .....	28
Εικόνα 1-16. Εφαρμογές αποθήκευσης θερμότητας (Yang, King and Miljkovic, 2021). .....	28
Εικόνα 1-17. Αποθήκευση θερμότητας με (a) αισθητή θερμότητα και (b) λανθάνουσα θερμότητα (Sarbu and Sebarchievici, 2018). .....	28
Εικόνα 3-1. Σχέδιο της κατοικίας. ....	39
Εικόνα 3-2. Σχέδιο της δεξαμενής 0.5 m <sup>3</sup> .....	40
Εικόνα 3-3. Σχέδιο PVT. (Dual Sun, 2022).....	41
Εικόνα 3-4. Σύστημα υπό μοντελοποίηση.....	43
Εικόνα 3-5. Διάγραμμα λειτουργίας της ΗΑΘ. ....	44
Εικόνα 3-6. Γραφική απεικόνιση λειτουργίας αυτοματισμού.....	50
Εικόνα 3-7. Μοντελοποίηση διαστρωμάτωσης δεξαμενής.....	52
Εικόνα 3-8. Συνολικό διάγραμμα μοντέλου (Για τρείς συλλέκτες). .....	55
Εικόνα 3-9. Τα διαφορετικά επίπεδα του SPF. ....	56



### Διαγράμματα του κειμένου

Διάγραμμα 1-1. Μέση παγκόσμια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας έως και το 2020 (IEA, 2020a) .....	17
Διάγραμμα 1-2. Μέση κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για την Ευρώπη έως και το 2020 (IEA, 2020a) .....	17
Διάγραμμα 1-3. Μέση κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για την Ελλάδα έως και το 2020 (IEA, 2020a). .....	17
Διάγραμμα 1-4. Διαθέσιμες τεχνολογίες θέρμανσης. ....	19
Διάγραμμα 1-5. Διαθέσιμες τεχνολογίες αντλιών θερμότητας. Ανακατασκευή από (Sakellariou, 2020) .....	21
Διάγραμμα 1-6. Αξιοποίηση της ενέργειας που προσφέρει ο Ήλιος. ....	27
Διάγραμμα 1-7. Κατηγοριοποίηση τεχνολογιών PVT-SAHP. ....	27
Διάγραμμα 2-1. Ιστόγραμμα μέσων συχνοτήτων για το COP των ΑΘ των αριθμητικών προσομοιώσεων. ....	34
Διάγραμμα 2-2. Ιστόγραμμα μέσων συχνοτήτων για το COP των ΑΘ των πειραματικών ερευνών. ....	34
Διάγραμμα 2-3. Ιστόγραμμα μέσων συχνοτήτων για το COP των ΑΘ έμμεσης εκτόνωσης. ....	34
Διάγραμμα 2-4. Ιστόγραμμα μέσων συχνοτήτων για το COP των ΑΘ άμεσης εκτόνωσης. ....	34
Διάγραμμα 3-1. Μετεωρολογικά δεδομένα απο METEONORM για περιοχή Β κλιματικής ζώνης. ....	38
Διάγραμμα 3-2. Μετεωρολογικά δεδομένα απο METEONORM για περιοχή Γ κλιματικής ζώνης. ....	38
Διάγραμμα 3-3. Συμπεριφορά μέσης θερμοκρασίας εξόδου PVT ανά πλαίσιο. ....	54
Διάγραμμα 4-1. Ειδική θερμική παραγωγικότητα PVT για τις υπό μελέτη περιοχές (Αθήνα και Θεσσαλονική). ....	58
Διάγραμμα 4-2. Ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα PVT για τις υπό μελέτη περιοχές (Αθήνα και Θεσσαλονική) ....	59
Διάγραμμα 4-3. SPF για τις υπό μελέτη περιοχές. (Αθήνα και Θεσσαλονική). ....	60
Διάγραμμα 4-4. COP της ΑΘ για τις υπο μελέτη περιοχές. (Αθήνα και Θεσσαλονική). ....	60
Διάγραμμα 4-5. RPF για τις υπο μελέτη περιοχές. (Αθήνα και Θεσσαλονική) .....	62
Διάγραμμα 4-7. RPF ανηγμένο στο SC. ....	62

## Πίνακες του κειμένου

Πίνακας 1-1. Κλιματικές ζώνες της Ελλάδας. (Ανακατασκευασμένο από (ΤΕΕ, 2018)).	19
Πίνακας 1-2. Διαφοροποίηση τεχνολογιών θέρμανσης βάσει πηγής.	19
Πίνακας 2-1. Αριθμητικές Προσομοιώσεις.	35
Πίνακας 2-2. Χρησιμοποιούμενα TRNSYS Types.	35
Πίνακας 2-3. Πειραματικές Έρευνες.	36
Πίνακας 3-1. Χαρακτηριστικά κατοικίας.	39
Πίνακας 3-2. Χαρακτηριστικά δεξαμενής.	40
Πίνακας 3-3. Θερμικά χαρακτηριστικά για το PVT.	41
Πίνακας 3-4. Φωτοβολταϊκά χαρακτηριστικά του PVT.	41
Πίνακας 3-5. Εξεταζόμενα σενάρια.	42
Πίνακας 3-6. Εξαρτήματα φυσικού συστήματος.	42
Πίνακας 3-7. Χαρακτηριστικά αντλίας θερμότητας.	43
Πίνακας 3-8. Νομενκλατούρα για το PVT.	46
Πίνακας 3-9. Νομενκλατούρα για το Fan Coil.	47
Πίνακας 3-10. Νομενκλατούρα για τον κυκλοφορητή.	48
Πίνακας 3-11. Νομενκλατούρα για τον αυτοματισμό.	50
Πίνακας 3-12. Νομενκλατούρα για την κατοικία.	51
Πίνακας 3-13. Νομενκλατούρα για το αρχείο καιρού.	53
Πίνακας 3-14. Νομενκλατούρα για το SPF.	56
Πίνακας 3-15. Storage Capacity για τα εξεταζόμενα σενάρια.	57
Πίνακας 4-1. Πίνακας ηλεκτρικού μείγματος.	61
Πίνακας 5-1. Συγκεντρωτικά αποτελέσματα.	64

## Εξισώσεις του κειμένου

Εξίσωση 3-1. Απορροφόμενη θερμότητα απο τον εξατμιστή. ....	44
Εξίσωση 3-2. Θερμοκρασία εξόδου του εξατμιστή. ....	44
Εξίσωση 3-3. Θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή. ....	44
Εξίσωση 3-4. Ωφέλιμη θερμότητα. ....	45
Εξίσωση 3-5. Συντελεστής απομάκρυνσης θερμότητας. ....	45
Εξίσωση 3-6. Θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη. ....	45
Εξίσωση 3-7. Αποδοτικότητα πτερυγίων. ....	45
Εξίσωση 3-8. Μέση απομάκρυνση θερμότητας. ....	45
Εξίσωση 3-9. Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης. ....	45
Εξίσωση 3-10. Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς. ....	45
Εξίσωση 3-11. Συνολική μεταφορά θερμότητας στην ΑΘ. ....	47
Εξίσωση 3-12. Βαθμός απόδοσης άντλησης. ....	47
Εξίσωση 3-13. Απαιτούμενη ισχύ άξονα κυκλοφορητή. ....	47
Εξίσωση 3-14. Μεταφερόμενη θερμική ενέργεια απο το μοτέρ στο ρευστό. ....	48
Εξίσωση 3-15. Μεταφερόμενη θερμική ενέργεια απο το μοτέρ στον περιβάλλοντα αέρα. ....	48
Εξίσωση 3-16. Θερμοκρασία εξόδου του κυκλοφορητή. ....	48
Εξίσωση 3-17. Λειτουργία εισόδου και εξόδου στην περίπτωση λειτουργίας του ελεγκτή (1) ....	49
Εξίσωση 3-18. Λειτουργία εισόδου και εξόδου στην περίπτωση λειτουργίας του ελεγκτή (2) ....	49
Εξίσωση 3-19. Λειτουργία εισόδου και εξόδου στην περίπτωση μη λειτουργίας του ελεγκτή (1) ....	49
Εξίσωση 3-20. Λειτουργία εισόδου και εξόδου στην περίπτωση μη λειτουργίας του ελεγκτή (2) ....	49
Εξίσωση 3-21. Θερμοκρασία στην κατοικία. ....	50
Εξίσωση 3-22. Υγρασία στην κατοικία. ....	50
Εξίσωση 3-23. Εκπομπή καθαρού ουρανού. ....	52
Εξίσωση 3-24. Διορθωμένη εκπομπή καθαρού ουρανού με την ώρα της ημέρας. ....	53
Εξίσωση 3-25. Διόρθωση της εκπομπής καθαρού ουρανού με την ατμοσφαιρική πίεση. ....	53
Εξίσωση 3-26. Τελική διόρθωση της εκπομπής ουρανού με την νεφοκάλυψη. ....	53
Εξίσωση 3-27. Θερμοκρασία του ουρανού. ....	53
Εξίσωση 3-28. Seasonal Performance Factor. ....	55
Εξίσωση 3-29. Τέταρτο όριο SPF (Ενοποιημένος SPF). ....	56
Εξίσωση 3-30. Τέταρτο όριο SPF (Μη ενοποιημένος SPF). ....	56
Εξίσωση 3-31. Renewable Power Fraction. ....	57
Εξίσωση 3-32. Ειδική θερμική παραγωγικότητα. ....	57
Εξίσωση 3-33. Ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα. ....	57
Εξίσωση 3-34. Storage Capacity. ....	57

## Αλφαβητικό ευρετήριο όρων

---

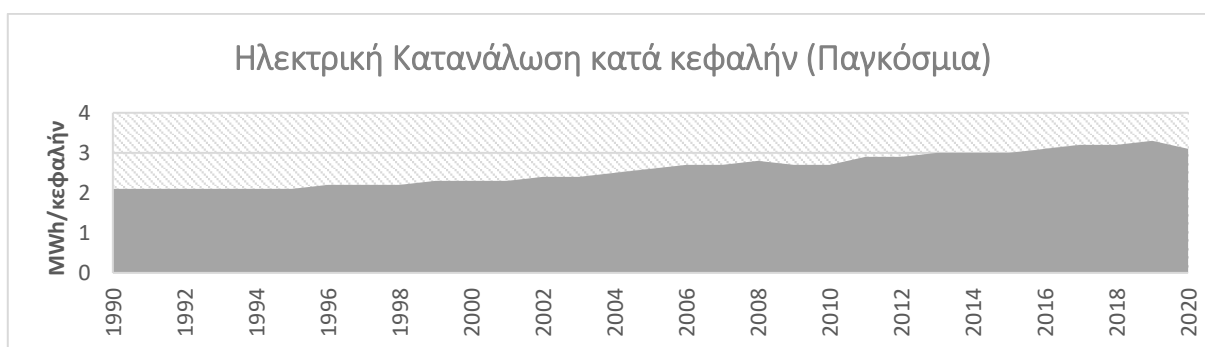
ASHP	Αντλίες θερμότητας αέρος (Air-Source Heat Pumps)
CAES	Αποθήκευση συμπιεσμένου αέρα (Compressed Air Energy Storage)
COP	Coefficient Of Performance
DX-SAHP	Ηλιοβοηθούμενες αντλίες θερμότητας άμεσης εκτόνωσης (Direct Expansion-Solar Assisted Heat Pumps)
FPC	Επίπεδοι συλλέκτες (Flat-Plate Collectors)
GSHP	Αντλίες θερμότητας εδάφους (Ground-Source Heat Pumps)
IDX-SAHP	Ηλιοβοηθούμενες αντλίες θερμότητας έμμεσης εκτόνωσης (Indirect Expansion-Solar Assisted Heat Pumps)
IEA	Διεθνής Οργανισμός Ενέργειας (International Energy Agency)
LCC	Life Cycle Cost
NPV	Net Present Value
PHS	Αντλιοσταμειντικά (Pumped Hydro Storage)
PVT	Φωτοβολταϊκοί/θερμικοί συλλέκτες (Photovoltaic/Thermal Collectors)
PVT-SAHP	Ηλιοβοηθούμενες αντλίες θερμότητας με φωτοβολταϊκούς/θερμικούς συλλέκτες (Photovoltaic/Thermal Solar Assisted Heat Pumps)
SAHP	Ηλιοβοηθούμενες αντλίες θερμότητας (Solar-Assisted Heat Pumps)
SP	Ειδική παραγωγικότητα (Specific Productivity)
SPF	Consolidated Seasonal Performance Factor
SPF*	Non-Consolidated Seasonal Performance Factor
AΘ	Αντλίες θερμότητας
ΑΠΕ	Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (Renewable Energy Sources)
E.E	Ευρωπαϊκή Ένωση (European Union)
ΕλΣτατ	Ελληνική Στατιστική Αρχή
ZNX	Ζεστό Νερό Χρήσης (Domestic Hot Water)
ΥΑΦ	Υλικά Αλλαγής Φάσης (Phase Change Materials)
Φ/Β	Φωτοβολταϊκά (Photovoltaics)

---

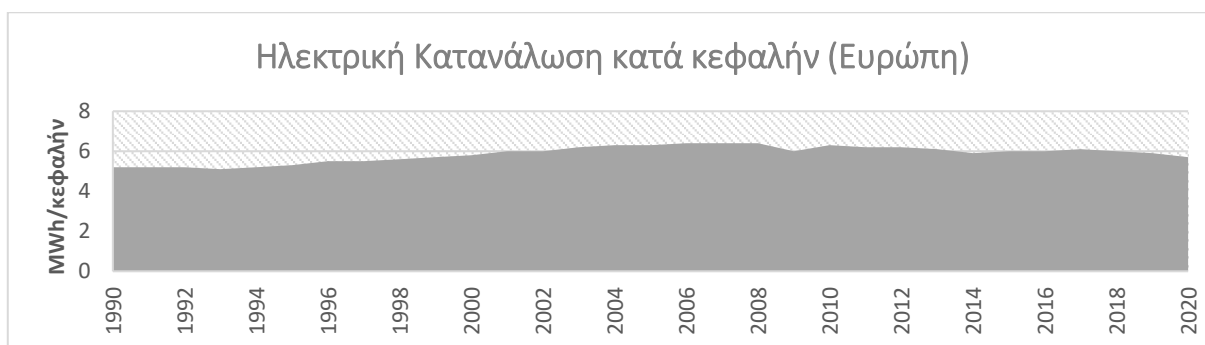
# 1 Εισαγωγή

## 1.1 Στατιστικά στοιχεία σχετικά με την θέρμανση χώρων

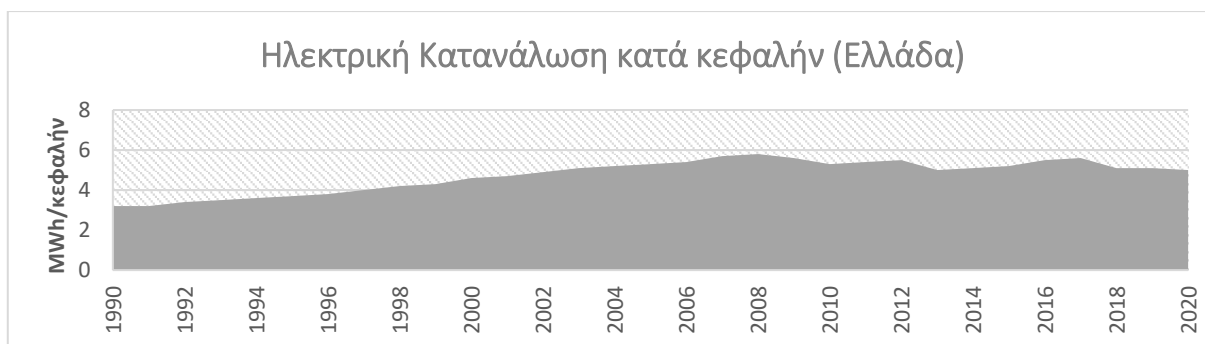
Η συνεχής αύξηση της απαίτησης ενέργειας κατά κεφαλήν όπως αυτή φαίνεται στα Διάγραμμα 1-1, Διάγραμμα 1-2 και Διάγραμμα 1-3, όπως και η συμφωνία με την συνθήκη του Kyoto (Wikipedia, 2022) για την παραγωγή των αερίων του θερμοκηπίου (US Department of Energy, 2019a) (International Energy Agency, 2020) έχουν στρέψει τους ερευνητές στις Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ), καθώς μπορούν να προσφέρουν φθηνή και φιλική προς το περιβάλλον ενέργεια. Για την τρέχουσα κατάσταση στην Ευρωπαϊκή Ένωση (Ε.Ε) και στην Ελλάδα θα αναλυθούν παρακάτω στατιστικά στοιχεία. Όπως φάνηκε από την κύρια έκθεση του Διεθνούς Οργανισμού Ενέργειας (IEA) (IEA, 2020c) τα κτήρια αποτέλεσαν το 34% της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας ενώ πιο συγκεκριμένα το 2022 (IEA, 2022), η θέρμανση κατοικιών και βιομηχανιών αποτελούσε το 50% της παγκόσμιας καταναλισκόμενης ενέργειας αυτών. Στην Ελλάδα (Υπουργείο Ενέργειας, 2019) το 26.71% της συνολικής καταναλισκόμενης ενέργειας αφορούσε τα κτήρια.



Διάγραμμα 1-1. Μέση παγκόσμια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας έως και το 2020 (IEA, 2020a)



Διάγραμμα 1-2. Μέση κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για την Ευρώπη έως και το 2020 (IEA, 2020a)



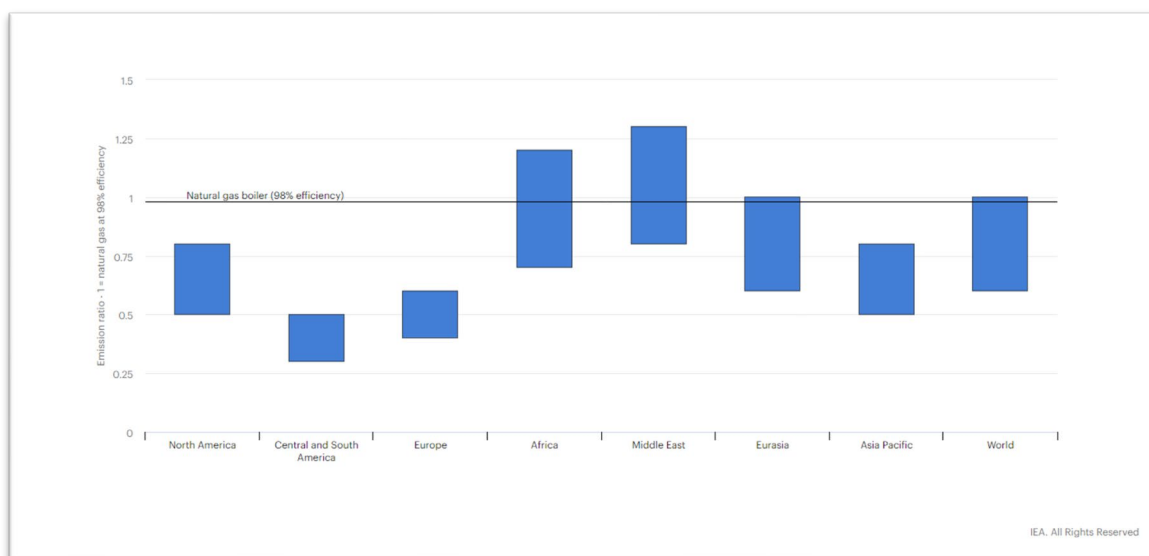
Διάγραμμα 1-3. Μέση κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για την Ελλάδα έως και το 2020 (IEA, 2020a).

Επιπλέον σε μια παλαιότερη έρευνα (Ελληνική Στατιστική Αρχή, 2012) που είχε γίνει στην Ελλάδα σημειώθηκε πως ο μέσος όρος απαιτούμενης θερμικής ενέργειας ανα νοικοκυριό είναι 10,2 MWh, εκ των

οποίων το 85,9% αφορά την θέρμανση χώρου. Στην έρευνα επίσης παρατηρήθηκε ότι το 98,9% των κατοικιών είχαν κάποια μορφή θέρμανσης χώρου. Τα κεντρικά συστήματα θέρμανσης αποτέλεσαν την πλειοψηφία με 50,8%, δεύτερα ήταν τα αυτόνομα συστήματα καλύπτοντας 48,6% των αναγκών και τελευταία ήταν η τηλεθέρμανση με το υπολειπόμενο 0.6%. Όσον αφορά τον τρόπο κάλυψης το 60,8% καλύπτεται από πετρέλαιο θέρμανσης, το 23,8% περίπου από καυσόξυλα και το φυσικό αέριο καλύπτει 7,4%. Επιπλέον άξιο ενδιαφέροντος της έρευνας είναι ότι το 30% των κατοικιών χρησιμοποιεί κάποιον συμπληρωματικό τρόπο κάλυψης των αναγκών του. Πιο ειδικά το 32,3% αυτών διαθέτει τζάκι, το 28,2% μονάδες κλιματισμού και το 26,5% έχει ηλεκτρικές συσκευές όπως είναι τα αερόθερμα.

Το 2009 είχε προβλεφθεί, (Isaac and van Vuuren, 2009), ότι η ενέργεια που σχετίζεται με την ψύξη και την θέρμανση θα φτάσει τις 4000 TWh το 2050 και θα ξεπεράσει τις 10,000 TWh το 2100. Παρόμοιες έρευνες (Badiei *et al.*, 2020) έχουν δείξει όμοιες συμπεριφορές αύξησης στις Η.Π.Α, Αυστραλία και Ελβετία. Συνεπώς η αξιοποίηση ενεργειακά αποδοτικών τεχνολογιών που παράγουν ελάχιστους, ή και μηδενικούς, ρύπους είναι κρίσιμη.

Όπως αναλύθηκε παραπάνω, οι αντλίες θερμότητας μπορούν να αξιοποιήσουν τις ΑΠΕ, έχοντας έτσι σχεδόν μηδενικούς ρύπους, αλλά μπορούν επίσης να είναι εξαιρετικά αποδοτικές αφού μεταφέρουν θερμότητα. Παρατίθεται διάγραμμα από την ΙΕΑ, (IEA, 2021), που δείχνει ότι οι ΑΘ στην Ευρώπη μπορούν να έχουν 40 με 60% λιγότερους ρύπους διοξειδίου του άνθρακα.



Εικόνα 1-1. Μείωση εκπομπών CO<sub>2</sub> με την χρήση αντλιών θερμότητας. (IEA, 2021)

### 1.1.1 Τεχνολογική στάθμιση στην Ελλάδα

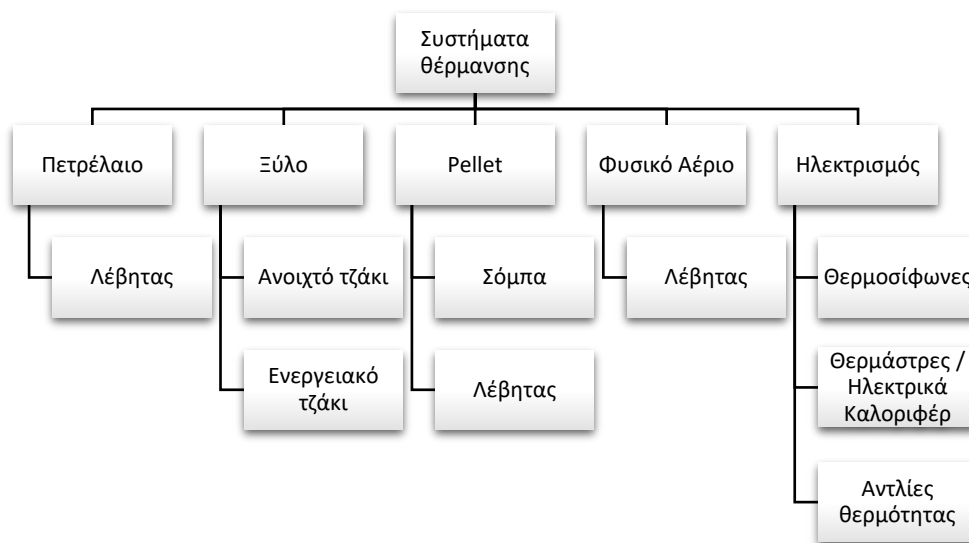
Η Ελλάδα χωρίζεται σε κλιματικές ζώνες, ανάλογα με τις βαθμομημέρες θέρμανσης, σύμφωνα με τις Τεχνικές Οδηγίες του Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδας (ΤΕΕ, 2018). Πιο συγκεκριμένα δίδεται ο Πίνακας 1-1, που τις περιλαμβάνει, ανακατασκευασμένος από το (ΤΕΕ, 2018).

Πίνακας 1-1. Κλιματικές ζώνες της Ελλάδας. (Ανακατασκευασμένο από (ΤΕΕ, 2018)).

Κλιματική Ζώνη	Νομοί
A	Ηρακλείου, Χανίων, Ρεθύμνου, Λασιθίου, Κυκλάδων, Δωδεκανήσου, Σάμου, Μεσσηνίας, Λακωνίας, Αργολίδας, Ζακύνθου, Κεφαλληνίας & Ιθάκης, Κύθηρα & νησιά Σαρωνικού (Αττικής), Αρκαδίας (πεδινή)
B	Αττικής (εκτός Κυθήρων & νησιών Σαρωνικού), Κορινθίας, Ηλείας, Αχαΐας, Αιτωλοακαρνανίας, Φθιώτιδας, Φωκίδας, Βοιωτίας, Ευβοίας, Μαγνησίας, Λέσβου, Χίου, Κέρκυρας, Λευκάδας, Θεσπρωτίας, Πρέβεζας, Άρτας
Γ	Αρκαδίας (ορεινή), Ευρυτανίας, Ιωαννίνων, Λάρισας, Καρδίτσας, Τρικάλων, Πιερίας, Ημαθίας, Πέλλας, Θεσσαλονίκης, Κιλκίς, Χαλκιδικής, Σερρών (εκτός ΒΑ τμήματος), Καβάλας, Ξάνθης, Ροδόπης, Έβρου
Δ	Γρεβενών, Κοζάνης, Καστοριάς, Φλώρινας, Σερρών (ΒΑ τμήμα), Δράμας

### 1.1.2 Τεχνολογίες θέρμανσης

Ο διαχωρισμός των τεχνολογιών θέρμανσης βάσει τοποθεσίας παραγωγής θερμότητας γίνεται (Papakostas, Martinopoulos and Papadopoulos, 2015) σε αυτόνομη, κεντρική και τηλεθέρμανση. Επιπλέον διαχωρισμός (Martinopoulos, Papakostas and Papadopoulos, 2018) γίνεται στον τύπο της ενέργειας που χρησιμοποιούν καθώς και στον τρόπο μετάδοσης θερμότητας.



Διάγραμμα 1-4. Διαθέσιμες τεχνολογίες θέρμανσης.

Οι τεχνολογίες που αναγράφονται στο Διάγραμμα 1-4 διαχωρίζονται σε συμβατικές και με βάση τις ΑΠΕ όπως στον Πίνακα 1-2.

Πίνακας 1-2. Διαφοροποίηση τεχνολογιών θέρμανσης βάσει πηγής.

Συμβατικές	Με βάση τις ΑΠΕ
Πετρέλαιο	Αντλίες θερμότητας
Ξύλο	Pellet
Φυσικό Αέριο	Ηλεκτρισμός

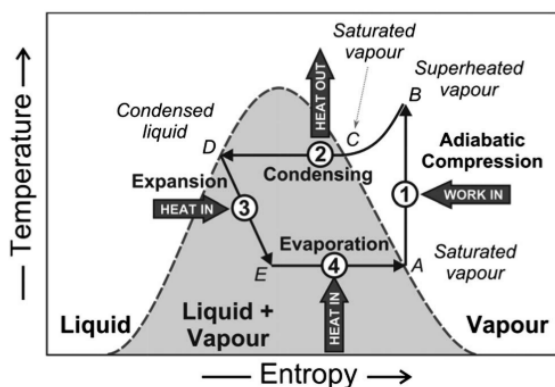
## 1.2 Αντλίες θερμότητας

Ο εξηλεκτρισμός της θέρμανσης θα μπορούσε να συμβεί με την χρήση των συμβατικών ηλεκτρικών μέσων ή μέσω αντλιών θέρμανσης. Μια μελέτη στην Ιρλανδία (Vorushylo *et al.*, 2018) έδειξε ότι οι αντλίες θερμότητας (ΑΘ) ήταν πιο αποδοτικές και είχαν σημαντικά μικρότερη συμβολή στα αέρια του θερμοκηπίου.

### 1.2.1 Ορισμός και αρχή λειτουργίας

Οι ΑΘ χρησιμοποιούν μηχανική ενέργεια για να μεταφέρουν θερμική ενέργεια ανάμεσα σε δυο χώρους όπου η πηγή έχει χαμηλότερη θερμοκρασία και η έξοδος έχει υψηλότερη (Duffie, Beckman and Blair, 2020) (Sarbu and Sebarchievici, 2014).

Στην Εικόνα 1-2, φαίνονται οι θερμοδυναμικές διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία μιας ΑΘ σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας.

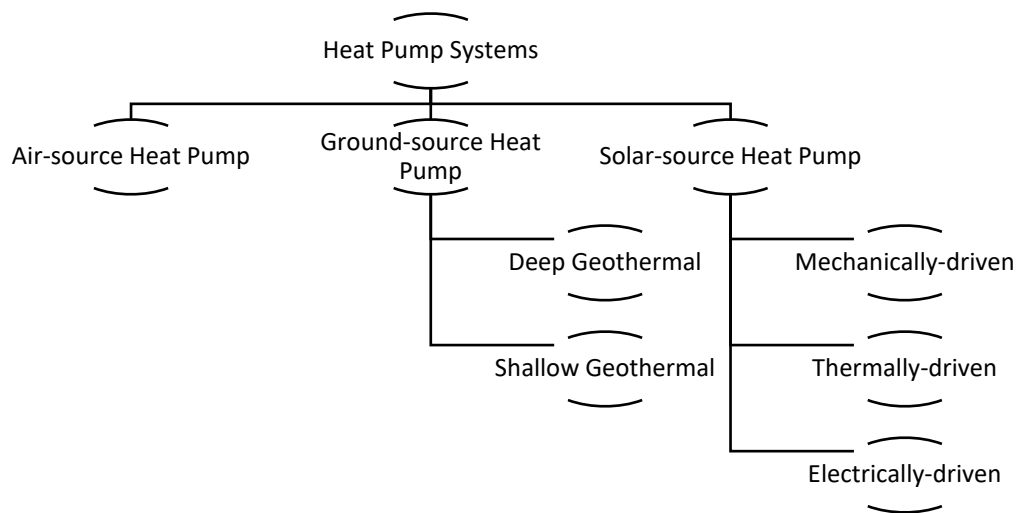


Εικόνα 1-2. Ιδανικός κύκλος αντλίας θερμότητας σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας. (Staffell *et al.*, 2012)

Οι τεχνολογίες τους έχουν διαφορές αλλά τα βασικά τους εξαρτήματα, με την χρήση τους, είναι τα παρακάτω (Staffell *et al.*, 2012). Ο συμπιεστής είναι υπεύθυνος για αύξηση της πίεσης του ψυκτικού μέσου και κατ' επέκταση αύξηση της θερμοκρασίας που αντλήθηκε από το περιβάλλον σε θερμοκρασία μεγαλύτερη από αυτή του μέσου. Ο συμπυκνωτής απορρίπτει θερμότητα στην κατοικία. Η εκτονωτική βαλβίδα θα επιστρέψει το ψυκτικό μέσο σε θερμοκρασία χαμηλότερη από αυτήν του περιβάλλοντος και τέλος, ο εξωτερικός εναλλάκτης θερμότητας θα συλλέξει θερμότητα από το περιβάλλον, κλείνοντας έτσι τον κύκλο.

Οι κατηγορίες στις οποίες διαχωρίζονται κυρίως αφορά το αν είναι ηλεκτροκίνητες ή τροφοδοτούνται από συμπίεση ατμών ή με προσρόφηση (Miglioli *et al.*, 2021). Επίσης, όσον αφορά την πηγή ενέργειας, φαίνονται στο Διάγραμμα 1-5:





Διάγραμμα 1-5. Διαθέσιμες τεχνολογίες αντλιών θερμότητας. Ανακατασκευή από (Sakellariou, 2020)

Επίσης οι ΑΘ γενικότερα προσφέρουν περισσότερη χρήσιμη θερμική ενέργεια σε σχέση με την ενέργεια (έργο) που χρειάζεται για να λειτουργήσουν (Duffie, Beckman and Blair, 2020), αλλά και εξοικονομούν ενέργεια. Για παράδειγμα με μια κιλοβατώρα ηλεκτρικής ενέργειας παράγουν περίπου 10 MJ θερμικής ενέργειας (Kalogiou, 2009). Επιπλέον η Ε.Ε. ορίζει (European Commission, 2013) τις ΑΘ, που παράγουν μονάδα θερμότητας 2.5 φορές μεγαλύτερη από την μονάδα ηλεκτρισμού που απαιτούν, ΑΠΕ.

Οι ΑΘ αέρος (Air-Source Heat Pumps – ASHP) θερμαίνουν απευθείας τον αέρα ενός χώρου και μπορούν να συγκριθούν με τις τεχνολογίες air-condition με την διαφορά ότι μπορούν να αναστρέψουν την λειτουργία τους και να θερμάνουν τον χώρο. Οι αέρος-νερού αντ' αυτού ενσωματώνονται σε συστήματα κεντρικής θέρμανσης, που λειτουργούν με νερό και παρέχουν έτσι την θέρμανση των χώρων και του νερού. Τέτοια συστήματα είναι συνήθη στην Βόρεια Ευρώπη (David *et al.*, 2017). Αντλία θερμότητας αέρος – νερού θα χρησιμοποιηθεί στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής.

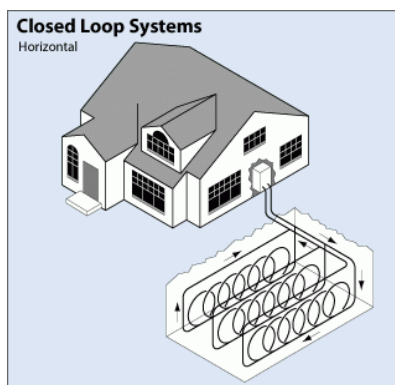


Εικόνα 1-3. ASHP της Vaillant (Vaillant, 2022).

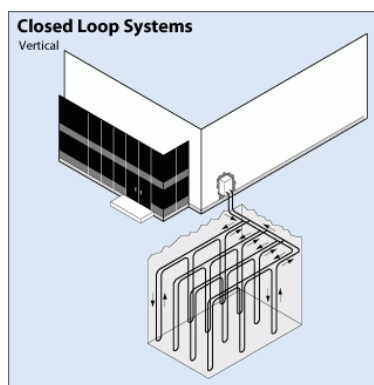


Εικόνα 1-4. ASHP της Carrier (Carrier, 2022)

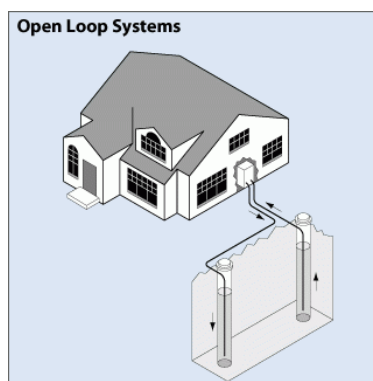
Οι Εδάφους, ή γεωθερμικές, ΑΘ (Ground-Source Heat Pumps - GSHP) (Sarbu and Sebarchievici, 2014) αξιοποιούν την θερμότητα που είναι αποθηκευμένη στο έδαφος ή τα υπόγεια ρεύματα με την χρήση χάλκινων ή πλαστικών εναλλακτών θερμότητας. Βρίσκουν εφαρμογή στην χώρα μας (Sakellariou, Achaouroulos and Wright, 2021) και χωρίζονται όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 1-5, σε βαθιάς και αβαθούς γεωθερμίας. Γίνεται επίσης διαχωρισμός σε Ανοιχτού και Κλειστού τύπου. Οι ανοιχτού τύπου απάγουν και επιστρέφουν νερό από υπόγεια ρεύματα. Οι κλειστού τύπου απάγουν την θερμότητα από το έδαφος και τα υπόγεια πετρώματα. Το έδαφος αποτελεί αποδοτική πηγή θερμότητας επειδή τον χειμώνα παραμένει πιο θερμό ενώ το καλοκαίρι είναι πιο ψυχρό.



Εικόνα 1-5. Σύστημα κλειστού βρόγχου (Οριζόντιο) (EERE, 2022).



Εικόνα 1-6. Σύστημα κλειστού βρόγχου (Κάθετο) (EERE, 2022).



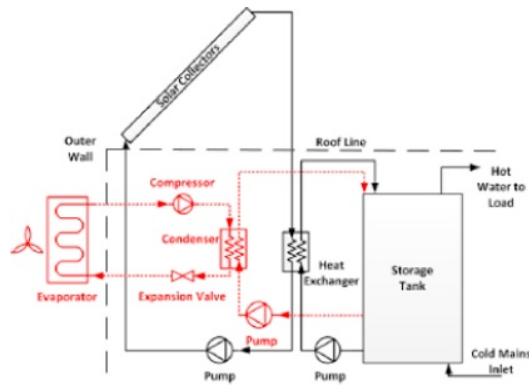
Εικόνα 1-7. Σύστημα ανοιχτού βρόγχου (EERE, 2022).

Η αποδοτικότητα ενός ηλιακού πλαισίου είναι αντιστρόφως ανάλογη με την θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου και η απαιτούμενη θερμοκρασία για την θέρμανση χώρων είναι συνήθως υψηλή (MacArthur, Palm and Lessmann, 1978). Με την εισαγωγή μιας αντλίας θερμότητας και μίας δεξαμενής θερμότητας ανάμεσα στα δύο αυτά συστήματα αυξάνεται ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος. Ένα τέτοιο σύστημα αναφέρεται ως **ηλιοβοηθούμενες ΑΘ** (Solar Assisted Heat Pumps - SAHP). Οι SAHP έχουν ως αρχή την απορρόφηση της ηλιακής θερμότητας με την χρήση εργαζόμενου μέσου (Buker and Riffat, 2016) ανοίγοντας τον δρόμο για την θερμική αποθήκευση. Έτσι απορροφάται η θερμική ενέργεια του ήλιου τις περιόδους όπου είναι διαθέσιμη και καταναλώνεται όταν απαιτείται, αυξάνοντας την απόδοση του συστήματος.

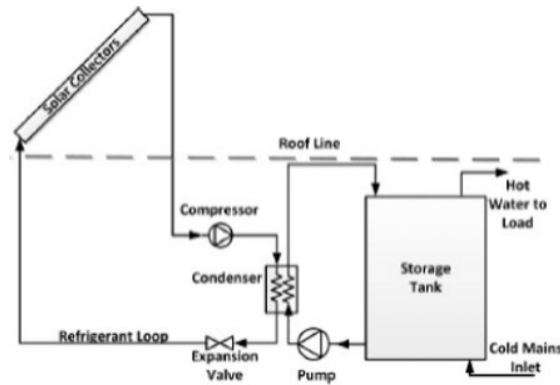
Σύμφωνα με την σύγχρονη βιβλιογραφία (Buker and Riffat, 2016) (Sezen *et al.*, 2021) οι SAHP διαχωρίζονται αρχικά σε παράλληλες και σε σειρά. Όταν είναι παράλληλα, όπως στην Εικόνα 1-8, οι συλλέκτες και η ΑΘ μπορούν να τροφοδοτήσουν με δύο τρόπους ωφέλιμη ενέργεια. Σε αυτά τα συστήματα οι συλλέκτες τροφοδοτούν την αποθήκευση και σε περίπτωση που δεν καλύπτονται οι ανάγκες τότε επεμβαίνει συμπληρωματικά η αντλία θερμότητας.

Έπειτα στα συστήματα που είναι συνδεδεμένα σε σειρά οι συλλέκτες μπορούν να τροφοδοτήσουν με θερμότητα την ΑΘ άμεσα ή έμμεσα μέσω της αποθήκευσης. Στην σε σειρά σύνδεση, η θερμική ενέργεια δίδεται στον εξατμιστή της ΑΘ μέσω του εργαζόμενου μέσου. Έπειτα ο εξατμιστής απορροφά την θερμική ενέργεια του μέσου και ρίχνει την θερμοκρασία του.

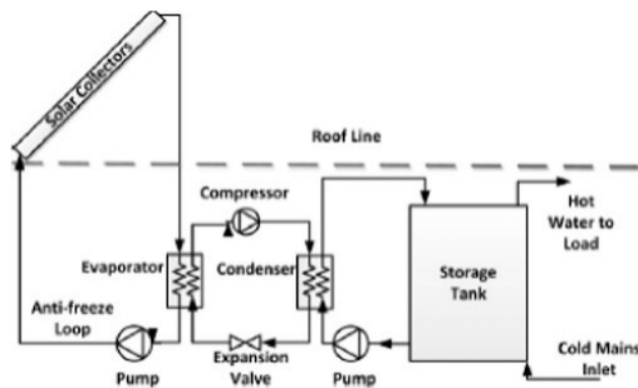
Τα συστήματα σε σειρά χωρίζονται περαιτέρω σε άμεσης και έμμεσης εκτόνωσης. Η διαφορά αυτών έγκειται στο ότι οι άμεσης εκτόνωσης (DX-SAHP), όπως στην Εικόνα 1-9, χρησιμοποιούν τον ηλιακό συλλέκτη ως εξατμιστή ενώ στις έμμεσης εκτόνωσης (IDX-SAHP), όπως στην Εικόνα 1-10, η θερμότητα πηγαίνει στον εξατμιστή μέσα ενός διαχωρισμένου κύκλου ρευστού ανάμεσα στον συλλέκτη και την μονάδα θερμικής αποθήκευσης, όπου και είναι τοποθετημένος ένας εναλλάκτης θερμότητας ως εξατμιστής.



Εικόνα 1-8. SAHP παράλληλου τύπου. (Buker and Riffat, 2016)



Εικόνα 1-9. SAHP άμεσης εκτόνωσης (DX-SAHP) (Buker and Riffat, 2016).

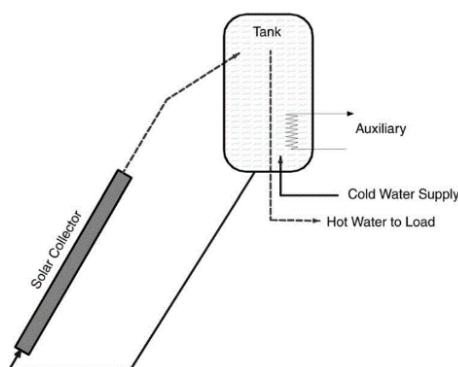


Εικόνα 1-10. SAHP έμμεσης εκτόνωσης (IDX-SAHP) (Buker and Riffat, 2016).

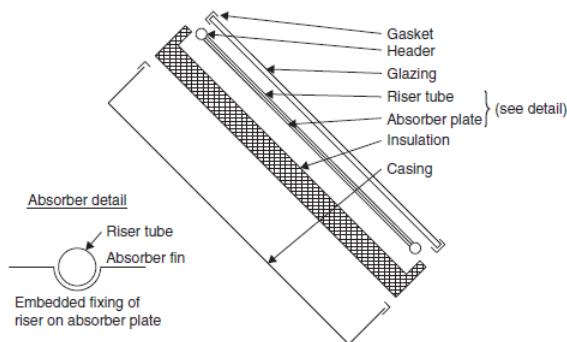
Έρευνες έχουν αποδείξει ότι οι ΑΘ που λειτουργούν με συμπίεση ατμών αποδίδουν καλύτερα από τα συμβατικά συστήματα θέρμανσης σε οικονομικό (Reda *et al.*, 2020), ενεργειακό (Calise *et al.*, 2016) και περιβαλλοντικό (Scoccia *et al.*, 2018) επίπεδο. Ένα από τα πλεονεκτήματά τους είναι ότι μπορούν, σε αντίθεση με τα συνηθισμένα συστήματα θέρμανσης να αξιοποιήσουν χαμηλότερες τιμές θερμότητας (Wang *et al.*, 2017).

### 1.3 Ηλιακοί συλλέκτες – Φωτοβολταϊκά – PVT

Η ηλιακή ενέργεια είναι άφθονη και ανεξάντλητη (Jia, Alva and Fang, 2019). Οι ηλιακοί επίπεδοι συλλέκτες είναι συστήματα που αξιοποιούν την Ηλιακή Ενέργεια απορροφώντας την άμεση και έμμεση ακτινοβολία του ήλιου (Herez *et al.*, 2020), φθηνά και φιλικά προς το περιβάλλον. Έχουν εύρος θερμοκρασιών από 30 °C έως 80 °C και βαθμό απόδοσης από 70 έως 80% για ακτινοβολία ίση με 500 και 1000 W/m<sup>2</sup> (Kalogirou, 2009). Επίσης στα πλεονεκτήματά τους βρίσκεται το ότι είναι φθηνοί στην κατασκευή και ότι απορροφούν και άμεση και έμμεση ακτινοβολία. Εδώ και αρκετά χρόνια στην χώρα μας (Kaldellis, Kavadias and Srygoroulos, 2005) η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας λαμβάνει χώρα με ένα πλαίσιο και μια δεξαμενή, τον ηλιακό θερμοσίφωνα, για να απορροφήσει την ηλιακή θερμότητα χρησιμοποιώντας διάφορα μέσα όπως είναι το νερό, το φρέον, η γλυκόζη και ο αέρας.



Εικόνα 1-11. Τυπική διάταξη θερμοσίφωνα (Kalogirou, 2009).

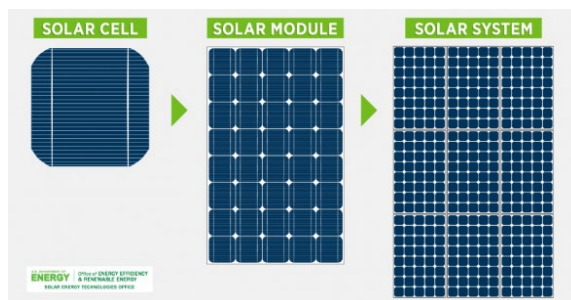


Εικόνα 1-12. Διατομή επίπεδου ηλιακού συλλέκτη (Kalogirou, 2009).

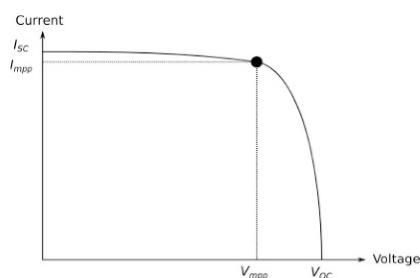
Τα κύρια μέρη ενός επίπεδου ηλιακού συλλέκτη φαίνονται στην Εικόνα 1-12 και είναι τα παρακάτω,

- Header: Σωλήνες για την εισαγωγή και εκκένωση του μέσου.
- Glazing: Ένα ή περισσότερα φύλλα από υλικό, συνήθως τζάμι, που εκπέμπει ακτινοβολία.
- Riser tube: Σωλήνες που κατευθύνουν την μεταφορά θερμότητας του υγρού από την είσοδο στην έξοδο.
- Absorber plate: Επίπεδη, κυματοειδής ή αυλακωτή πλάκα, στην οποία βρίσκονται οι σωλήνες μεταφοράς του εργαζόμενου μέσου.
- Insulation: Μόνωση για την ελαχιστοποίηση των απωλειών θερμότητας από τα πλαϊνά και πίσω μέρος του συλλέκτη.
- Gasket/Casing: Το περίβλημα που περιέχει και προστατεύει τα προαναφερόμενα εξαρτήματα.

Τα φωτοβολταϊκά (Φ/Β) έχουν σχεδιαστεί ώστε να εκμεταλλεύονται το φυσικό φωτοβολταϊκό φαινόμενο κατά το οποίο μετατρέπεται η ενέργεια των φωτονίων σε συνεχή ηλεκτρισμό στις κυψέλες του πλαισίου. Στην Εικόνα 1-14 φαίνεται η χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας των Φ/Β. Το κύριο στοιχείο των Φ/Β είναι η φωτοβολταϊκή κυψέλη, συνήθως κατασκευασμένη από μονοκρυσταλλική σιλικόνη, και παράγει 0,5V (Nimni and Shmilovitz, 2010). Οπότε για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας χρειάζεται παράλληλη και σε σειρά συνδεσμολογία. Παρακάτω, στην Εικόνα 1-13, φαίνεται πως ο συνδυασμός των κυψελών μας κάνει ένα πλαίσιο και πως ο συνδυασμός των πλαισίων μας δίνει ένα σύστημα. Φυσικά σε αυτήν την εικόνα δεν αναφέρεται η συνδεσμολογία και τα συστήματα μετατροπής, ελέγχου και σταθεροποίησης της τάσης.



Εικόνα 1-13. Από την κυψέλη στο πλαίσιο, και από το πλαίσιο στο σύστημα (US Department of Energy, 2019b).



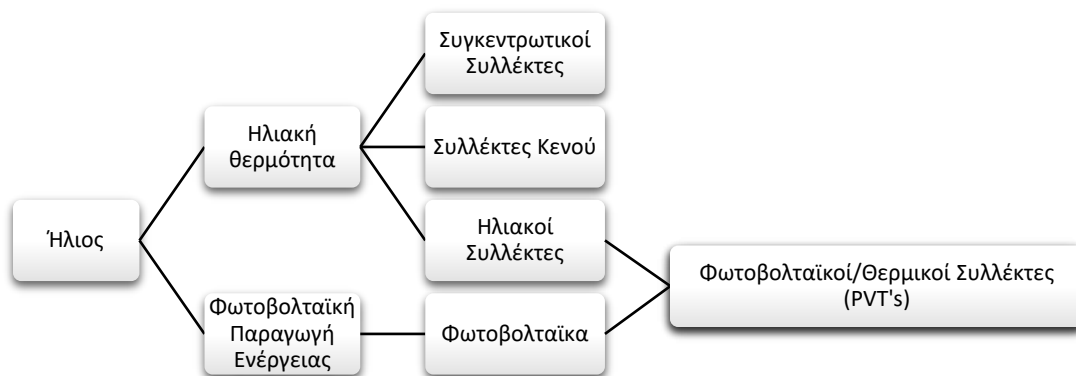
Εικόνα 1-14. Χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας φ/β (Hernández, Gallardo and Alonso, 2019).

Τα απλά Φ/Β υπερέρχουν των άλλων τεχνολογιών παραγωγής ενέργειας στο ότι είναι αθόρυβα, ώριμα καθώς και στο ότι έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής και απαιτούν ελάχιστη συντήρηση (Kumar and Rosen, 2011). Τα Φ/Β παρουσιάζουν ωστόσο μειωμένη απόδοση (Duffie, Beckman and Blair, 2020) και αυτό οφείλεται σε διάφορους παράγοντες. Αρχικά η αύξηση της θερμοκρασίας του κελιού μειώνει την απόδοση του κατά 0.2% έως 0,45%, ανάλογα με το υλικό, για κάθε βαθμό θερμοκρασίας που αυξάνεται (Kalogirou, 2009).

Έπειτα σημασία έχει να γνωρίζουμε ότι απορροφάται μόνο ένα μέρος από το φάσμα της ηλιακής ακτινοβολίας και συγκεκριμένα ούτε το μέρος που απορροφάται μπορεί να μετατραπεί πλήρως σε ηλεκτρισμό επειδή βρίσκεται στο ενεργειακό εύρος του στερεού στο οποίο δεν γίνεται να υπάρξει ηλεκτρισμός. Από τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι ένα μεγάλο μέρος του ηλιακού φάσματος θα γίνει θερμότητα στο πλαίσιο.

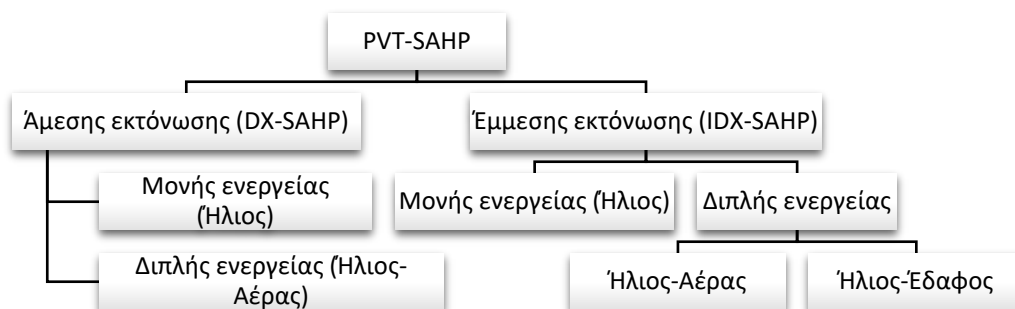
Σε αυτό το κομμάτι εμφανίζεται ο συνδυασμός των θερμικών συλλεκτών και των φωτοβολταϊκών, τα PVT's. Ο σκοπός αυτών είναι η βελτιστοποίηση των Φ/Β αξιοποιώντας την θερμότητα που παράγεται στο πλαίσιο απορροφώντας την με κάποιο εργαζόμενο μέσο. Επιπλέον οι έρευνες (Chow, 2010), έχουν δείξει ότι το να χρησιμοποιούνται δύο ξεχωριστά πάνελ για την αξιοποίηση των διαφορετικών μορφών ενέργειας του ήλιου απαιτεί αρκετό χώρο και έχει αποδειχθεί (Zondag *et al.*, 2003), (Kumar and Rosen, 2011), ότι οι PVT's παράγουν περισσότερη θερμική και ηλεκτρική ενέργεια, καταλαμβάνοντας ίδια επιφάνεια με τα διακριτά

συστήματα των ηλιακών συλλεκτών και των φωτοβολταϊκών, έχοντας επίσης μικρότερο κόστος εγκατάστασης. Παρατίθεται το Διάγραμμα 1-6 για την αντίληψη της αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας.



Διάγραμμα 1-6. Αξιοποίηση της ενέργειας που προσφέρει ο Ήλιος.

Οι ΑΘ μπορούν να αξιοποιήσουν την θερμική ενέργεια που παράγεται από τα PVT για να καλύψουν τις ανάγκες του κτηρίου και την ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από αυτά για να τροφοδοτήσουν τον συμπιεστή τους ενώ, η σύζευξη των PVT με τις αντλίες θερμότητας επιτρέπει την κάλυψη θερμικών αναγκών ενώ διατηρεί τα Φ/Β κελιά σε χαμηλή θερμοκρασία (Miglioli *et al.*, 2021). Οι PVT-SAHP χωρίζονται, παρόμοια με τις SAHP όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 1-7,



Διάγραμμα 1-7. Κατηγοριοποίηση τεχνολογιών PVT-SAHP.

## 1.4 Τεχνολογίες αποθήκευσης ενέργειας

Τα συστήματα αποθήκευσης ενέργειας χωρίζονται σε τρεις μεγάλες κατηγορίες (Sharma *et al.*, 2009). Και οι τρεις αυτές κατηγορίες βρίσκουν εφαρμογές στην Ελλάδα (Zafirakis *et al.*, 2014).

### 1.4.1 Αποθήκευση μηχανικής ενέργειας.

Η αποθήκευση μηχανικής ενέργειας αφορά τα αντλιοσταμειντικά (Pumped Hydro Storage – PHS), τα συστήματα αποθήκευσης συμπιεσμένου αέρα (Compressed Air Energy Storage – CAES) και τους σφονδύλους (Flywheels) (Zafirakis *et al.*, 2013).

### 1.4.2 Αποθήκευση ηλεκτροχημικής ενέργειας.

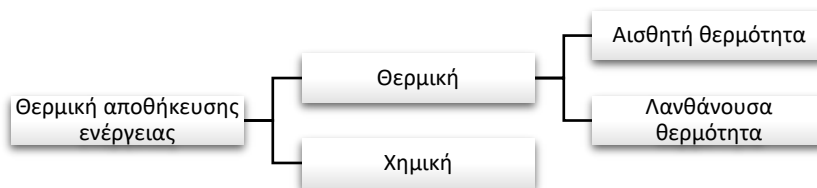
Η αποθήκευση ηλεκτροχημικής ενέργειας επιτυγχάνεται με την χρήση συσσωρευτών, με τους πιο κοινούς να είναι αυτοί του Μολύβδου – οξέος (Lead – Acid) και αυτοί του Νικελίου – Καδμίου (Ni – Cd).

### 1.4.3 Αποθήκευση θερμικής ενέργειας.

Η θερμική ενέργεια αποθηκεύεται εντός υλικών υπό την μορφή της αισθητής ή της λανθάνουσας θερμότητας, της χημικής ή συνδυασμό των παραπάνω. Τα συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας απορροφούν θερμότητα με τους συνηθισμένους τρόπους μετάδοσης θερμότητας, την αγωγή, την συναγωγή και την ακτινοβολία. Η παρούσα έρευνα θα θίξει θέματα θερμικής αποθήκευσης ενέργειας.

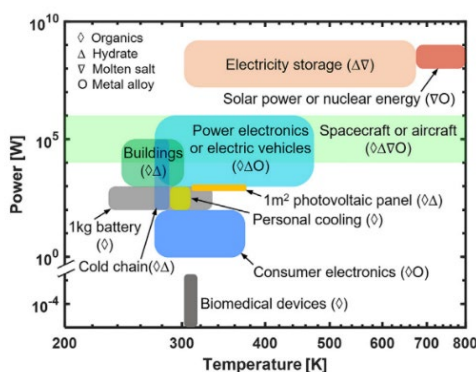


Οι διαφορετικές τεχνολογίες αποθήκευσης ηλιακής θερμικής ενέργειας αναλύονται σε αυτές της Εικόνα 1-15,



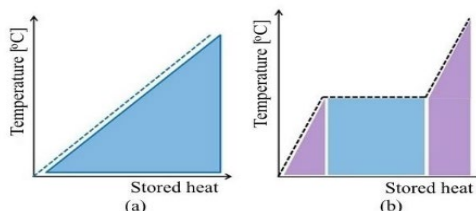
Εικόνα 1-15. Είδη ηλιακής θερμικής αποθήκευσης ενέργειας. (Sarbu and Sebarchievici, 2018)

Η αποθήκευση θερμότητας βρίσκει διάφορες εφαρμογές όπως φαίνεται στην Εικόνα 1-16, με κάποιες από αυτές να είναι τα κτήρια και η ηλιακή ενέργεια, οι βιοϊατρικές συσκευές καθώς βρίσκονται εφαρμογές ακόμα και σε αεροσκάφη.



Εικόνα 1-16. Εφαρμογές αποθήκευσης θερμότητας (Yang, King and Miljkovic, 2021).

Το διάγραμμα από την Εικόνα 1-17 είναι συνάρτηση της αποθηκευμένης ισχύος συναρτήσει της θερμοκρασίας που απαιτείται από την εκάστοτε διεργασία.



Εικόνα 1-17. Αποθήκευση θερμότητας με (a) αισθητή θερμότητα και (b) λανθάνουσα θερμότητα (Sarbu and Sebarchievici, 2018).

Η αποθήκευση αισθητής θερμότητας είναι η πιο απλή μέθοδος και αφορά την αποθήκευσης θερμικής ενέργειας μέσω θέρμανσης ή ψύξης ενός εργαζόμενου στερεού ή υγρού μέσου, με το νερό να είναι το σύνηθες μέσο. Τα κύρια πλεονεκτήματα είναι ότι είναι φθηνό και αποφεύγει τον κίνδυνο που προέρχεται από την χρήση χημικών υλικών. (Sarbu and Sebarchievici, 2018). Η αποθήκευση της λανθάνουσας θερμότητας βασίζεται στην απορρόφηση ή απελευθέρωση θερμότητας στην διάρκεια αλλαγής φάσης του μέσου είτε από στερεά σε υγρή, από υγρή σε αέρια και ούτω καθεξής. Σε αντίθεση με τα υλικά αποθήκευσης αισθητής θερμότητας, όταν τα Υλικά Αλλαγής Φάσης (ΥΑΦ) φτάσουν την θερμοκρασία αλλαγής φάσης τους, απορροφούν μεγάλα ποσά θερμότητας χωρίς να γίνονται θερμότερα. Έπειτα όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος μειωθεί, τα ΥΑΦ στερεοποιούνται, απελευθερώνοντας έτσι ποσά θερμότητας.



Τα συνήθη ΥΑΦ για συστήματα ηλιακής θέρμανσης είναι το κερι παραφίνης, το άλας του Glauber και το εξαένυδρο γλωριούχο ασβέστιο καθώς είναι πολύ αποδοτικά στο εύρος θερμικής άνεσης των ανθρώπων των 20 με 30 °C όπως έδειξε μια έρευνα στην Τουρκία το 2006 (Fatih Demirbas, 2006). Η ίδια έρευνα αναφέρει ότι όταν χρησιμοποιείται λανθάνουσα θερμότητα στην αποθήκευση ηλιακής ενέργειας εμφανίζεται μεγαλύτερος βαθμός απόδοσης θερμικής αποθήκευσης καθώς και ότι για να αποθηκευτεί η ίδια ποσότητα ενέργειας χρειάζεται περισσότερο, στην περίπτωση ρευστού, ή μεγαλύτερο, στην περίπτωση στερεού, εργαζόμενο μέσο στην περίπτωση της αισθητής σε σχέση με της λανθάνουσας θερμότητας.

Μια ενεργειακή και εξεργειακή αξιολόγηση μέσω μοντελοποίησης ανάμεσα στην αισθητή και την λανθάνουσα θερμότητα έγινε το 2016 (Li, 2016) και έδειξε, ότι η δεύτερη εμφανίζει υψηλή ενεργειακή πυκνότητα για σταθερή θερμότητα και η πρώτη είναι φθηνή και απλή σαν τεχνολογία.. Αναλύθηκαν επίσης διάφοροι παράγοντες όπως η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού συναρτήσει του ρυθμού μάζας του.

## 1.5 Τεκμηρίωση της έρευνας

Όπως φαίνεται από τις παραπάνω ενότητες υπάρχει άμεση ανάγκη για την περαιτέρω ανάπτυξη των ΑΘ αφού είναι πολλά υποσχόμενες, φιλικές προς το περιβάλλον και ενεργειακά αποδοτικές. Η καινοτομία της παρούσας έρευνας βρίσκεται στο ότι δεν υπάρχουν αντίστοιχες, όπως φαίνεται και στο κεφάλαιο 2, που να ερευνούν την κατάσταση της συμπαραγωγής θερμότητας και ηλεκτρισμού στην Ελλάδα, από φωτοβολταϊκούς/θερμικούς συλλέκτες, για την Αθήνα και την Θεσσαλονίκη. Θα αναπτυχθεί ένα μαθηματικό μοντέλο στο TRNSYS μεταβάλλοντας τον αριθμό των πλαισίων και το μέγεθος της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας για να βρεθεί ο βέλτιστος συνδυασμός για τις περιοχές αυτές.

## 1.6 Ερευνητικές ερωτήσεις

Τα βασικότερα ερευνητικά ερωτήματα που απαντώνται με την παρούσα μελέτη είναι:

- Είναι ενεργειακά αποδοτική η προτεινόμενη εγκατάσταση ηλιοβοηθούμενων ΑΘ (ΗΑΘ) για την Αθήνα και την Θεσσαλονίκη βάσει των:
  - Ειδική θερμική παραγωγικότητα
  - Ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα
  - Renewable power fraction
  - Seasonal performance factor
  - COP ΑΘ
- Πως επηρεάζει ο όγκος της ηλιακής δεξαμενής τον δείκτη Renewable Power Fraction;

### Δομή

Στο **εισαγωγικό μέρος** παρουσιάστηκαν παγκόσμια, ευρωπαϊκά και ελληνικά στατιστικά στοιχεία που αφορούν στην θέρμανση των κατοικιών. Έπειτα παρουσιάστηκαν οι διαθέσιμες τεχνολογίες θέρμανσης στην Ελλάδα καθώς και στατιστικά για την χρήση τους. Στην συνέχεια αναλύθηκε η τεχνολογία των φωτοβολταϊκών και των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών. Έπειτα γίνεται ανάλυση των αντλιών θερμότητας καθώς και των λόγων που τις καθιστούν ανταγωνιστικές ως λύσεις. Επιπλέον αναφέρθηκαν επισκοπικά τεχνολογίες και υλικά αποθήκευσης θερμότητας. Τέλος διατυπώθηκε το πρόβλημα καθώς και οι ερευνητικές ερωτήσεις που καλείται να απαντήσει αυτή η διπλωματική.

Στο **δεύτερο μέρος** θα γίνει ανασκόπηση σχετικά με τους ηλιακούς συλλέκτες και τα φωτοβολταϊκά, στο πως λειτουργούν και στις τεχνολογίες τους

Στο **τρίτο μέρος** θα αναλυθεί η μεθοδολογία και τα βήματα που θα χρησιμοποιηθούν καθώς επίσης θα αναλυθούν και οι δείκτες που θα κρίνουν την αποδοτικότητα του συστήματος.

Το **τέταρτο μέρος** θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις προσομοιώσεις.

Στο **πέμπτο μέρος** θα δοθούν τα συμπεράσματα της διπλωματικής και του συστήματος στο σύνολο του.

## 2 Επιστημονική ανασκόπηση

Οι πρωτεργάτες του θέματος ασχολήθηκαν με αυτό το 1954 (Jordan and Threlkeld, 1954) ενώ τα επόμενα χρόνια έγιναν αρκετές βελτιώσεις στην απόδοση, στο κόστος και στην μείωση ενεργειακής κατανάλωσης με την χρήση ηλιακής τεχνολογίας (Lior, 1977), (MacArthur, Palm and Lessmann, 1978), (Morgan, 1982). Το 1983 αναπτύχθηκε επίσης ένα υπολογιστικό μοντέλο για την προσομοίωση της αντλίας θερμότητας (Krakow and Lin, 1983).

Τα υφιστάμενα συστήματα που αφορούν την παρούσα έρευνα είναι αυτά που συνδυάζουν τις ηλιοβοηθούμενες ΑΘ με τους φωτοβολταϊκούς/θερμικούς συλλέκτες (Photovoltaic/Thermal Solar Assisted Heat Pumps – PVT-SAHP). Η ανασκόπηση στα άρθρα που περιγράφουν αυτά τα συστήματα τα χωρίζει σε πειραματικά και αριθμητικά.

### 2.1 Αριθμητικές προσομοιώσεις

Οι (Bakker *et al.*, 2005), ανέλυσαν την απόδοση και το κόστος ενός PVT συστήματος έμμεσης εκτόνωσης, ακάλυπτου πολυκρυσταλλικού συλλέκτη 25 m<sup>2</sup> με θερμική αποθήκευση 170 λίτρων, τοποθετημένο στην Δανία. Έγινε σύγκριση αυτού με αντίστοιχο σύστημα όπου τα φ/β και οι ηλιακοί συλλέκτες ήταν διακριτά συστήματα και το PVT αποδείχθηκε ότι είχε θερμική απόδοση και COP, 58.5% και 2.65, αντίστοιχα.

Οι (Xu *et al.*, 2009) προσομοίωσαν ένα PVT σύστημα άμεσης εκτόνωσης με κάποιες μετατροπές στον συλλέκτη συνολικής επιφάνειας 2.25 m<sup>2</sup>, με θερμική αποθήκευση 150 λίτρων, για περιοχές της Κίνας. Θερμικά το σύστημα απέδωσε 64.5% και το μέσο COP ήταν 4.8.

Οι (Bai *et al.*, 2012), μελέτησαν ένα PVT-SAHP έμμεσης εκτόνωσης με εφαρμογή σε ένα αθλητικό κέντρο στο Hong Kong. Χρησιμοποίησαν μονοκρυσταλλικό συλλέκτη επιφάνειας 5 m<sup>2</sup> και θερμική αποθήκευση. Σε σύγκριση με συμβατικό σύστημα θέρμανσης παρατηρήθηκε, εξοικονόμηση ενέργειας της τάξης των 67%, ηλεκτρική απόδοση 10.52%, θερμική απόδοση 46.35% και COP 4.2.

Στο Μιλάνο οι (Aste *et al.*, 2015) προσπάθησαν να μεγιστοποιήσουν την ηλεκτρική απόδοση των PVT συλλεκτών επιφάνειας 1.43 m<sup>2</sup> και του COP της αντλίας ενός PVT-SAHP έμμεσης εκτόνωσης, ενώ και να ελαχιστοποιήσουν την απαιτούμενη από το δίκτυο ηλεκτρική ενέργεια αξιοποιώντας θερμική αποθήκευση. Το COP που κατάφεραν να πετύχουν με αυτήν την στρατηγική βρέθηκε να είναι 4.

Οι (Cai *et al.*, 2017) προσομοίωσαν ένα PVT σύστημα άμεσης εκτόνωσης με συλλέκτη επιφάνειας 1.88 m<sup>2</sup> και θερμική αποθήκευση 200 λίτρων στην Κίνα όπου πέτυχαν COP 2.66, θερμική και ηλεκτρική απόδοση, 44.16% και 15.36%, αντίστοιχα.

Στο Qinhuangdao της Κίνας οι (Li and Sun, 2018) δημιούργησαν ένα μαθηματικό μοντέλο ενός τροποποιημένου PVT έμμεσης εκτόνωσης με συλλέκτη 1.87 m<sup>2</sup> και θερμική αποθήκευση 150 λίτρων, το οποίο ηλεκτρικά απέδιδε 12%, θερμικά 50,74% ενώ είχε μέσο COP αντλίας 3.1.

Οι Ισπανοί (Amo *et al.*, 2019) δούλεψαν με ένα σύστημα PVT-SAHP έμμεσης εκτόνωσης με δυο δεξαμενές θερμικής αποθήκευσης από 2000 λίτρα η κάθε μία και συλλέκτη μεγέθους 1.64 m<sup>2</sup>, ανταγωνιστικό προς τα συμβατικά συστήματα θέρμανσης με περίοδο αποπληρωμής τα 6 χρόνια και μέσο COP 3.56.

Οι (Dannemand, Perers and Furbo, 2019) ανέπτυξαν ένα σύστημα PVT-SAHP έμμεσης εκτόνωσης με μονοκρυσταλλικό συλλέκτη 3.1 m<sup>2</sup> με δυο δεξαμενές αποθήκευσης 160 και 200 λίτρων όπου την καλοκαιρινή περίοδο οι θερμικές ανάγκες καλύπτονταν πλήρως από τον PVT συλλέκτη. Παρατήρησαν ηλεκτρική απόδοση 13.5% και μέσο COP 2.9.

Οι (Simonetti, Molinaroli and Manzolini, 2019) ανέλυσαν πειραματικά, με πραγματικά δεδομένα, και με προσομοίωση, μέσω MATLAB, ένα PVT-SAHP σύστημα έμμεσης εκτόνωσης με συλλέκτη επιφάνειας  $1.63 \text{ m}^2$  και θερμική αποθήκευση 300 λίτρων. Βρήκαν θερμική απόδοση 30% και μέσο COP 3.6.

Οι (Yao *et al.*, 2020) χρησιμοποίησαν στις προσομοιώσεις τους PVT-SAHP άμεσης εκτόνωσης με θερμική αποθήκευση ΥΑΦ και ενδοδαπέδια θέρμανση. Το εργαζόμενο μέσο ήταν το R134A, η συνολική επιφάνεια των πάνελ ήταν  $20 \text{ m}^2$  και για ακτινοβολία  $600 \text{ W/m}^2$  μπορούν να καλύψουν ανάγκες θέρμανσης  $100 \text{ m}^2$ . Εντοπίστηκε COP 5.8, ηλεκτρική απόδοση 17.8% και θερμική απόδοση 55.8%.

Οι (Braun *et al.*, 2020) εφάρμοσαν τα PVT-SAHP συστήματα σε κτήρια μηδενικής κατανάλωσης χρησιμοποιώντας δύο διαφορετικά κτήρια σε τρεις διαφορετικές κλιματικές ζώνες με κλιμακούμενη επιφάνεια συλλεκτών από  $10 \text{ m}^2$  έως  $100 \text{ m}^2$  και μεταβαλλόμενη θερμική αποθήκευση από 1000 έως 2000 λίτρα, καταλήγοντας σε μέσο COP ΑΘ ίσο με 4.2.

Οι (Cui *et al.*, 2020) χρησιμοποίησαν την Monte Carlo μέθοδο για να εκτιμήσουν την απόδοση του PVT-SAHP συστήματος έμμεσης εκτόνωσης με συνολική επιφάνεια συλλεκτών στα  $26.6 \text{ m}^2$  και θερμική αποθήκευση με ψυκτικό ρευστό το R407C για 25 χρόνια και εντόπισαν περίοδο αποπληρωμή στα 4 χρόνια όπως και COP ίσο με 3.64.

Στο Chiang Mai της Κίνας οι (Kong *et al.*, 2020) ήθελαν να αντικαταστήσουν ένα ηλεκτρικό σύστημα θέρμανσης νερού με ένα PVT-SAHP έμμεσης εκτόνωσης με μονοκρυσταλλικό συλλέκτη  $1.326 \text{ m}^2$  και θερμική αποθήκευση 400 και 700 λίτρων με εργαζόμενα μέσα το R134A και το R404. Βρήκαν COP ίσο με 4.5 και περίοδο αποπληρωμής στα 8 περίπου χρόνια.

Οι (Obalanlege *et al.*, 2020) μελέτησαν την μεταφορά θερμότητας σχεδόν σταθερής κατάστασης των μεταβολών της θερμοκρασίας των ρευστών από την ΑΘ και του PVT συλλέκτη σε σύστημα έμμεσης εκτόνωσης με μονοκρυσταλλικό συλλέκτη  $1.125 \text{ m}^2$ , θερμική αποθήκευση και ψυκτικό μέσο το R407C. Η ηλεκτρική και θερμική απόδοση του συστήματος ήταν 15.3% και 41.5% αντίστοιχα ενώ το COP υπολογίστηκε στο 4.4.

Οι (Yao *et al.*, 2021) έκαναν μελέτη σε συστήματα άμεσης εκτόνωσης με συνολική επιφάνεια συλλεκτών  $20 \text{ m}^2$  ώστε να βελτιώσουν την απόδοση του συστήματος υπό μελέτη σε κρύα κλίματα. Χρησιμοποίησαν θερμική αποθήκευση 200 λίτρων, ψυκτικό μέσο το R140A και τα αποτελέσματα τους έδειξαν ότι το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει αυτόνομα με COP ίσο με 4 για ακτινοβολία ίση με  $500 \text{ W/m}^2$  και θερμοκρασία περιβάλλοντος ίση με  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Πιο συγκεκριμένα η ηλεκτρική απόδοση ήταν ίση με 15.1% και η θερμική με 44.8%.

## 2.2 Πειραματικές έρευνες

Οι (Ito, Miura and Takano, 2005), τροποποίησαν έναν ακάλυπτο πολυκρυσταλλικό συλλέκτη επιφάνειας  $1.9 \text{ m}^2$  ώστε να μειωθεί η πτώση πίεσης του ψυκτικού μέσου R22 στον εξατμιστή συστήματος άμεσης εκτόνωσης και κατάφεραν να πετύχουν μέσο COP ίσο με 4.2.

Οι (Ji *et al.*, 2008) μελέτησαν την βελτίωση του βαθμού απόδοσης με την χρήση PVT-SAHP συστήματος άμεσης εκτόνωσης με ακάλυπτο πολυκρυσταλλικό συλλέκτη επιφάνειας  $5.49 \text{ m}^2$  έναντι των διακριτών υποσυστημάτων σε μεταβαλλόμενες καιρικές συνθήκες. Τα αποτελέσματα τους έδειξαν ηλεκτρική απόδοση 13.4% και μέσο COP ίσο με 6.2.

Οι (Fang, Hu and Liu, 2010) ερεύνησαν την επίδραση που έχουν οι πιέσεις εξάτμισης και συμπίεσης, τη θερμοκρασία του νερού και της μονάδας PVT επιφάνειας  $1.2 \text{ m}^2$  άμεσης εκτόνωσης, στην συνολική απόδοση του συστήματος. Βρήκαν βαθμό απόδοσης ηλεκτρικό ίσο με 10.4% και μέσο COP 2.8.

Στο Χονγκ Κονγκ οι (Fu *et al.*, 2012) ανέλυσαν ενεργειακά και εξεργειακά ένα σύστημα PVT-SAHP άμεσης εκτόνωσης με μονοκρυσταλλικό συλλέκτη επιφάνειας  $1.167 \text{ m}^2$  και θερμική αποθήκευση με εργαζόμενο μέσο το R134A. Βρήκαν ηλεκτρική απόδοση, θερμική απόδοση και μέσο COP ίσο με 11,2%, 71,60% και 3.67 αντίστοιχα.

Οι (Zhang *et al.*, 2013) ανέλυσαν θερμοδυναμικά το εργαζόμενο ρευστό και το ενεργειακό ισοζύγιο ενώ ανέπτυξαν επίσης ένα μοντέλο ώστε να υπολογίσουν τα βέλτιστα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συστήματος έμμεσης εκτόνωσης. Βρήκαν και έλεγξαν πολυκρυσταλλικό συλλέκτη επιφάνειας  $0.612 \text{ m}^2$  και θερμική αποθήκευση 100 λίτρων. Η ηλεκτρική απόδοση βρέθηκε ίση με 10%, η θερμική απόδοση ίση με 40% και το μέσο COP ήταν ίσο με 8.8.

Ο (Tsai, 2014) το 2014 χρησιμοποίησε ένα πραγματικό πολυκρυσταλλικό πλαίσιο περίπου  $1.1 \text{ m}^2$  και δεξαμενή θερμικής αποθήκευσης 200 λίτρων για θέρμανση ZNX με εργαζόμενο μέσο το R134A και προσομοίωσε το σύστημα PVT-SAHP άμεσης εκτόνωσης σε περιβάλλον MATLAB. Τα αποτελέσματα τους έδειξαν ηλεκτρική απόδοση 12.3%, θερμική απόδοση 73.8% και μέσο COP ίσο με 7.09.

Οι (Wang *et al.*, 2015) μελέτησαν εξεργειακά την ανωτερότητα των συστημάτων PVT έμμεσης εκτόνωσης έναντι συμβατικών τρόπων θέρμανσης. Χρησιμοποίησαν ακάλυπτο συλλέκτη  $2.56 \text{ m}^2$  και θερμική αποθήκευση 64 και 80 λίτρων με ψυκτικό ρευστό το R22. Η ηλεκτρική απόδοση βρέθηκε 14.5%, η θερμική απόδοση 36.02%, το μέσο COP ίσο με 4.08 και η εξεργειακή απόδοση του συστήματος βρέθηκε ίση με 33%.

Οι (Zhou *et al.*, 2016) μελέτησαν ένα σύστημα PVT-SAHP άμεσης εκτόνωσης με μικροκανάλια για την καλύτερη απόδοση του συστήματος υπό κρύες κλιματικές συνθήκες. Ως ψυκτικό μέσο χρησιμοποιήθηκε το R410A ενώ επίσης χρησιμοποιήθηκε ακάλυπτος συλλέκτης  $1.92 \text{ m}^2$  και θερμική αποθήκευση  $1 \text{ m}^3$ . Ηλεκτρικά το σύστημα απέδωσε 15.4%, θερμικά 56.6% και είχε μέσο COP ίσο με 4.7.

Στην Σαγκάη οι (Qu *et al.*, 2016) μελέτησαν την απόδοση ενός PVT συστήματος έμμεσης εκτόνωσης για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου στον εξατμιστή καθώς και θερμοκρασίες ZNX όπως και θερμοκρασίες του περιβάλλοντος αέρα. Ο μονοκρυσταλλικός συλλέκτης που χρησιμοποιήθηκε είχε επιφάνεια  $0.3 \text{ m}^2$ , οι δεξαμενές θερμικής αποθήκευσης που χρησιμοποιήθηκαν είχαν χωρητικότητα 500 και 200 λίτρα και το εργαζόμενο μέσο ήταν το R134A. Βρέθηκε ηλεκτρική απόδοση 14.5% και μέσο COP ίσο με 3.84.

Οι (Chen *et al.*, 2017) το 2017 χρησιμοποίησαν ένα πολυκρυσταλλικό πάνελ επιφάνειας  $1.3 \text{ m}^2$  και έφτιαξαν ένα μαθηματικό μοντέλο για την περαιτέρω εξερεύνηση του συστήματος έμμεσης εκτόνωσης. Μελετήθηκε η επίδραση της αύξησης της ηλιακής ακτινοβολίας και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Τα αποτελέσματα τους έδειξαν ηλεκτρική απόδοση της τάξης των 15%, θερμική απόδοση 39.15% και μέσο COP ίσο με 2.8.

Οι (Liang *et al.*, 2018) μελέτησαν την περίπτωση ενσωμάτωσης των PVT συστημάτων άμεσης εκτόνωσης με συμπαραγωγή σε κτήρια του Dalian. Μελέτησαν ακάλυπτο μονοκρυσταλλικό συλλέκτη επιφάνειας  $1.44 \text{ m}^2$  και θερμική αποθήκευση 150 λίτρων με ψυκτικό ρευστό το R134A. Η ηλεκτρική απόδοση που βρήκαν ήταν ίση με 9% και το μέγιστο επιτευχθέν COP ήταν 3.1.

Το 2018 οι (Ammar *et al.*, 2018) ερεύνησαν ενεργειακά και εξεργειακά ένα PVT-SAHP άμεσης εκτόνωσης σύστημα με διαφορετικές τιμές ηλιακής ακτινοβολίας με σταθερή θερμοκρασία περιβάλλοντος στους  $28 \text{ }^\circ\text{C}$ . Χρησιμοποιήθηκε ακάλυπτος πολυκρυσταλλικός συλλέκτης  $0.973 \text{ m}^2$  και ψυκτικό μέσο

R134A. Βρέθηκε ότι, η εξεργειακή απόδοση του συστήματος είναι ίση με 61.29%, το μέσο COP 6.14, η ηλεκτρική ίση με 11.88% και η θερμική ίση με 80.97%.

Οι (Besagni *et al.*, 2019) χρησιμοποίησαν σύστημα πολυκρυσταλλικού PVT με επιφάνεια 1.428 m<sup>2</sup> έμμεσης εκτόνωσης με θερμική αποθήκευση 186 και 300 λίτρων και εργαζόμενο μέσο το R410A για το κλίμα του Μιλάνου και παρατήρησαν ότι το σύστημα μπορεί να αποδώσει ZNX όλο τον χρόνο. Βρήκαν ηλεκτρική απόδοση ίση με 16%, θερμική απόδοση 17.5% και COP αντλίας ίσο με 3.

Οι (Lu *et al.*, 2019) προσπάθησαν να βελτιώσουν την απόδοση ενός συστήματος άμεσης εκτόνωσης με ακάλυπτο συλλέκτη κατά την χειμερινή περίοδο με την χρήση κύκλου έγχυσης ατμού. Χρησιμοποίησαν θερμική αποθήκευση 620 λίτρων με εργαζόμενο ρευστό το R404. Με αυτήν την μέθοδο βρήκαν ηλεκτρική απόδοση ίση με 7.51%, θερμική απόδοση ίση με 49.9% και COP<sub>th</sub> ίσο με 3.27.

Οι (Zhou *et al.*, 2019) ερευνήσαν την απόδοση ενός συστήματος άμεσης εκτόνωσης PVT-SAHP με ακάλυπτο 1.217 m<sup>2</sup> και θερμική αποθήκευση 150 και 600 λίτρων με ψυκτικό ρευστό R134A για την θερινή περίοδο και βρήκαν ηλεκτρική απόδοση 8.7% και μέσο COP ίσο με 6.16.

Οι (Li *et al.*, 2019) ανέπτυξαν μια στρατηγική ελέγχου σε ένα σύστημα άμεσης εκτόνωσης για να ικανοποιήσουν τις θερμικές ανάγκες στο ελάχιστο χρονικό διάστημα ώστε να μεγιστοποιήσουν την παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος. Χρησιμοποίησαν συλλέκτες συνολικής επιφάνειας 4.32 m<sup>2</sup> και θερμική αποθήκευση 150 λίτρων με ψυκτικό μέσο το R22, αποδίδοντας μέσο COP ίσο με 4.61.

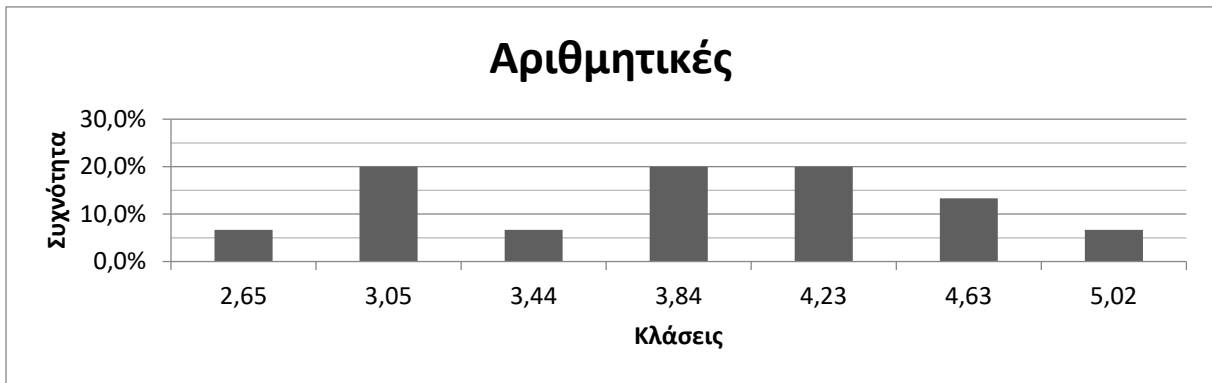
Οι (Liang *et al.*, 2020) ανέλυσαν ένα σύστημα PVT-SAHP άμεσης εκτόνωσης με μονοκρυσταλλικό πάνελ και θερμική αποθήκευση 600 λίτρων για την Βόρεια Κίνα του 2020, βρίσκοντας μέσο COP περίπου ίσο με 2.

Οι (Lu *et al.*, 2020) το 2020 μελέτησαν την επίδραση που έχουν τα καιρικά φαινόμενα, όπως είναι η θερμοκρασία και η ταχύτητα του ανέμου, στα συστήματα άμεσης εκτόνωσης στις καλοκαιρινές νύχτες. Χρησιμοποίησαν 12 συλλέκτες με συνολική επιφάνεια στα 14.6 m<sup>2</sup>, θερμική αποθήκευση των 600 λίτρων και βρήκαν μέσο COP ίσο με 1.95.

Τέλος οι (James *et al.*, 2021) χρησιμοποίησαν συμπιεστή μεταβλητής ταχύτητας για σύστημα PVT-SAHP άμεσης εκτόνωσης με ακάλυπτο πολυκρυσταλλικό συλλέκτη 1.934 m<sup>2</sup>, θερμική αποθήκευση 150 λίτρων και ψυκτικό μέσο το R32. Βρήκαν χρόνο αποπληρωμής περίπου ίσο με δυόμιση χρόνια, ηλεκτρικά το σύστημα απέδωσε 8% και το μέσο COP του ήταν ίσο με 6.01

Τα αριθμητικά άρθρα συγκεντρώνονται στον Πίνακα 2-1 και τα πειραματικά στον Πίνακα 2-3. Επιπλέον από τα άρθρα που χρησιμοποιούν το TRNSYS σαν πρόγραμμα προσομοίωσης αντλούνται τα Type που χρησιμοποίησαν στον Πίνακα 2-2.

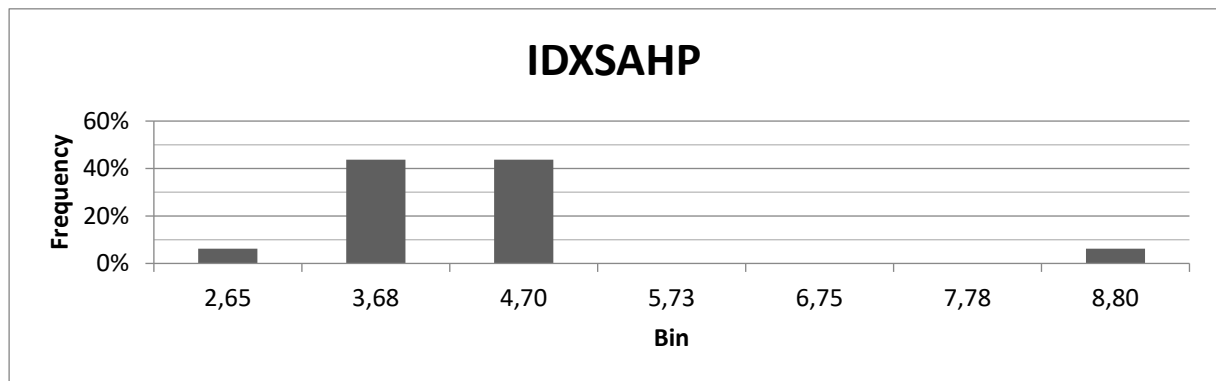
Παρακάτω, στα , απεικονίζονται τα μέσα COP των αντλιών θερμότητας που χρησιμοποιήθηκαν στα παραπάνω άρθρα, χωρισμένα σε αυτά των αριθμητικών, Διάγραμμα 2-1, και αριθμητικών μελετών, Διάγραμμα 2-2, αλλά και σε IDX-SAHP, Διάγραμμα 2-3, και DX-SAHP, Διάγραμμα 2-4. Το συμπέρασμα που προκύπτει είναι ότι τα συστήματα άμεσης εκτόνωσης εμφανίζουν μεγαλύτερο COP της ΑΘ οπότε επιλέγεται η συγκεκριμένη τοπολογία και μοντελοποιείται στο επόμενο κεφάλαιο.



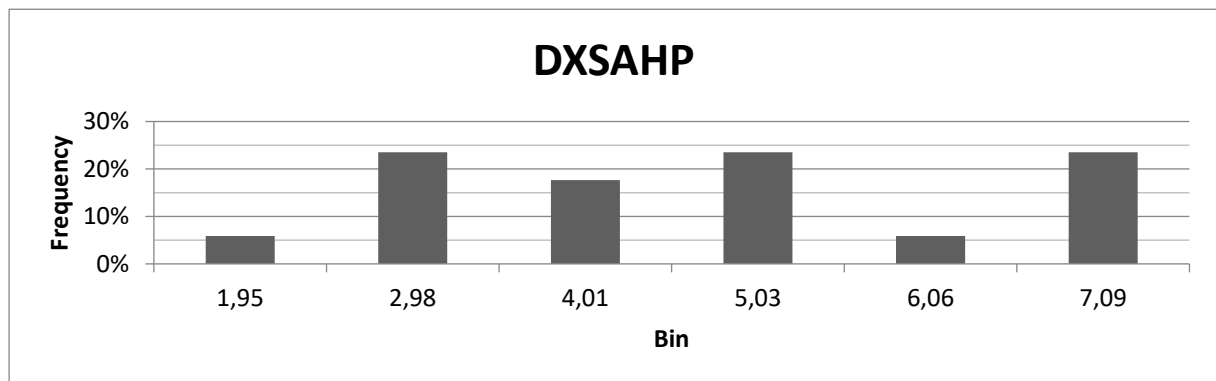
Διάγραμμα 2-1. Ιστόγραμμα μέσων συχνοτήτων για το COP των ΑΘ των αριθμητικών προσομοιώσεων.



Διάγραμμα 2-2. Ιστόγραμμα μέσων συχνοτήτων για το COP των ΑΘ των πειραματικών ερευνών.



Διάγραμμα 2-3. Ιστόγραμμα μέσων συχνοτήτων για το COP των ΑΘ έμμεσης εκτόνωσης.



Διάγραμμα 2-4. Ιστόγραμμα μέσων συχνοτήτων για το COP των ΑΘ άμεσης εκτόνωσης.

Πίνακας 2-1. Αριθμητικές Προσομοιώσεις.

	Έτος	Τύπος ΑΘ	Τύπος Συλλέκτη	Τύπος Αποθήκευσης	Ψυκτικό μέσο ΑΘ	Ηλεκτρική Απόδοση	Θερμική Απόδοση	COP <sub>th</sub>
(Bakker <i>et al.</i> , 2005)	2004	IDX-SAHP	Ακάλυπτο, Πολυκρυσταλλικό, Συνολικά 25 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 170 L	-	-	55% - 62%	2.59 - 2.71
(Xu <i>et al.</i> , 2009)	2009	DX-SAHP	2.25 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 150 L	-	-	60% - 69%	Μέσο: 4.8
(Bai <i>et al.</i> , 2012)	2012	IDX-SAHP	Μονοκρυσταλλικό, 5 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό	-	10.29% - 10.75%	43.45% - 49.24%	4.1 - 4.3
(Aste <i>et al.</i> , 2015)	2016	IDX-SAHP	1.43 m <sup>2</sup>	Θερμική	-	-	-	Μέσο: 4
(Cai <i>et al.</i> , 2017)	2017	DX-SAHP	1.88 m <sup>2</sup>	Θερμική, 200 L	-	15.36%	44.16%	Μέσο: 2.66
(Li and Sun, 2018)	2018	IDX-SAHP	1.87 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 150 L	-	11.59% - 12.38%	47.84% - 53.64%	Μέσο 3.1
(Amo <i>et al.</i> , 2019)	2019	IDX-SAHP	1.64 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 2000 + 2000 L	-	-	-	Μέσο: 3.56
(Dannemand, Perers and Furbo, 2019)	2019	IDX-SAHP	Μονοκρυσταλλικό, 3.1 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 160 + 200 L	-	13.5%	-	2.3 – 3.4
(Simonetti, Molinaroli and Manzolini, 2019)	2019	IDX-SAHP	1.63 m <sup>2</sup>	Θερμική, 300 L	-	-	30%	2 – 5.2
(Yao <i>et al.</i> , 2020)	2020	DX-SAHP	20 m <sup>2</sup>	Θερμική, PCM	R134A	17.77%	55.76%	Μέγιστο: 6.6
(Braun <i>et al.</i> , 2020)	2020	IDX-SAHP	10-100 m <sup>2</sup>	Θερμική, 1000-2000 L	-	-	-	3.6 – 4.8
(Cui <i>et al.</i> , 2020)	2020	IDX-SAHP	26.6 m <sup>2</sup>	Θερμική	R407C	-	-	3.13 – 4.15
(Kong <i>et al.</i> , 2020)	2020	IDX-SAHP	Μονοκρυσταλλικό 1.326 m <sup>2</sup>	Θερμική, 400 + 700	R134A / R404	-	-	Μέσο: 4.5
(Obalanlege <i>et al.</i> , 2020)	2020	IDX-SAHP	Μονοκρυσταλλικό 1.125 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό	R407C	14.7% - 16%	33% - 50%	4.2 – 4.6
(Yao <i>et al.</i> , 2021)	2021	DX-SAHP	20 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 200L	R140A	15.1%	44.8%	1.78 – 3.69

Πίνακας 2-2. Χρησιμοποιούμενα TRNSYS Types.

	Δεξαμενή	ΑΘ	PVT	Εναλλάκτης Θερμότητας	Κυκλοφορητής	Ενδοδαπέδια θέρμανση
(Bai <i>et al.</i> , 2012)	Type 60	-	-	-	-	-
(Aste <i>et al.</i> , 2015)	Type 4	Type 668	Type 50	Type 91	Type 110	Type 653
(Amo <i>et al.</i> , 2019)	-	-	Type 560	-	-	-

Πίνακας 2-3. Πειραματικές Έρευνες.

Έτος	Τύπος ΑΘ	Τύπος Συλλέκτη	Τύπος Αποθήκευσης	Ψυκτικό μέσο ΑΘ	Ηλεκτρική Απόδοση	Θερμική Απόδοση $\eta$	COP <sub>th</sub>
(Ito, Miura and Takano, 2005)	2005	DX-SAHP	Ακάλυπτο, Πολυκρυσταλλικό, 1.9 m <sup>2</sup>	-	R22	-	2 – 6.4
(Ji <i>et al.</i> , 2008)	2008	DX-SAHP	Ακάλυπτο, Πολυκρυσταλλικό. 5.49 m <sup>2</sup>	-	-	13.4%	4 – 8.4
(Fang, Hu and Liu, 2010)	2010	DX-SAHP	Ακάλυπτο, 1.2 m <sup>2</sup>	-	-	10.4%	2.75 - 2.85
(Fu <i>et al.</i> , 2012)	2012	DX-SAHP	Μονοκρυσταλλικό, 1.167 m <sup>2</sup>	Θερμική	R134A	10.7% - 11.7%	61.1% – 82.1%
(Zhang <i>et al.</i> , 2013)	2013	IDX-SAHP	Πολυκρυσταλλικό, 0.612 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 100 L	-	10%	40%
(Tsai, 2014)	2014	DX-SAHP	Πολυκρυσταλλικό, 1.115 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 200 L	R134A	12.2% - 12.5%	73.7% - 74%
(Wang <i>et al.</i> , 2015)	2015	IDX-SAHP	Ακάλυπτο, 2.56 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 64 + 80 L	R22	14.5%	36.02%
(Zhou <i>et al.</i> , 2016)	2016	DX-SAHP	Ακάλυπτο, 1.92 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 1000 L	R410A	15.4%	56.6%
(Qu <i>et al.</i> , 2016)	2016	IDX-SAHP	Μονοκρυσταλλικό, 0.3 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 500 + 200 L	R134A	7% - 22%	-
(Chen <i>et al.</i> , 2017)	2017	IDX-SAHP	Πολυκρυσταλλικό, 1.297 m <sup>2</sup>	-	R134A	15%	17% - 61.3%
(Liang <i>et al.</i> , 2018)	2018	DX-SAHP	Ακάλυπτο, Μονοκρυσταλλικό, 1.44 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 150 L	R134A	9%	-
(Ammar <i>et al.</i> , 2018)	2018	DX-SAHP	Ακάλυπτο, Πολυκρυσταλλικό, 0.973 m <sup>2</sup>	-	R134A	11.88%	76.64% - 88.68%
(Besagni <i>et al.</i> , 2019)	2019	IDX-SAHP	Πολυκρυσταλλικό, 1.428 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 186 + 300 L	R410A	12% - 20%	5% - 30%
(Lu <i>et al.</i> , 2019)	2019	DX-SAHP	Ακάλυπτο	Θερμική, Νερό, 620 L	R404A	7.51%	49.9%
(Zhou <i>et al.</i> , 2019)	2019	DX-SAHP	Ακάλυπτο, 1.217 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 150 + 600 L	R134A	8.7%	-
(Li <i>et al.</i> , 2019)	2019	DX-SAHP	4.32 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 150 L	R22	-	-
(Liang <i>et al.</i> , 2020)	2020	DX-SAHP	Μονοκρυσταλλικό 1.2 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 600 L	-	-	-
(Lu <i>et al.</i> , 2020)	2020	DX-SAHP	1.217 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 600 L	-	-	-
(James <i>et al.</i> , 2021)	2021	DX-SAHP	Ακάλυπτο, Πολυκρυσταλλικό, 1.934 m <sup>2</sup>	Θερμική, Νερό, 150 L	R32	6% - 10%	-



## 3 Μεθοδολογία

### 3.1 Κύρια μεθοδολογικά βήματα

Η αρχική προσέγγιση του θέματος έγινε με μελέτη των θεωρητικών εννοιών που το απαρτίζουν, όπως είναι η ενεργειακή κατανάλωση σε παγκόσμιο, πανευρωπαϊκό και πανελλαδικό επίπεδο και η θεωρητική λειτουργία των PVT και των PVT – SAHP πιο συγκεκριμένα. Έπειτα ακολούθησε επιστημονική ανασκόπηση στις υπάρχοντες προσομοιώσεις και στα τρέχοντα πειράματα παρόμοιων συστημάτων και τοπολογιών.

Η μελέτη επικεντρώθηκε στις δυο μεγαλύτερες πόλεις της Ελλάδας, Αθήνα και Θεσσαλονίκη καθώς αυτές περιέχουν περίπου το 40% του πληθυσμού και δίνουν την μέση ανάγκη θέρμανσης της χώρας. Σημαντικό για την ανάλυση του συστήματος βρέθηκε να είναι ο αριθμός των PVT και ο όγκος της δεξαμενής νερού που αποθηκεύεται η ηλιακή θερμότητα.

Ο σκοπός της επιστημονικής ανασκόπησης ήταν να βρεθεί ο συνήθης τρόπος με τον οποίο είναι κατασκευασμένες οι SAHP-PVT και ο μέσος όρος ηλεκτρικής και θερμικής παραγωγής τους. Μέσα από αυτήν την ανασκόπηση προέκυψε η πρώτη εκτίμηση της επιλεχθείσας τοπολογίας, η κατανόηση του φυσικού μοντέλου και η καλύτερη αντίληψη του υπό μελέτη προβλήματος.

Για την μελέτη του υπό εξέταση προβλήματος δημιουργήθηκε ολοκληρωμένο μοντέλο προσομοίωσης στο πρόγραμμα TRNSYS. Το TRNSYS χρησιμοποιείται για την προσομοίωση συμπεριφοράς μεταβατικών (transient) συστημάτων. Μεταβατικό λέγεται το σύστημα όταν οι μεταβλητές του αλλάζουν και έτσι αυτό δεν βρίσκεται σε σταθερή κατάσταση (steady-state). Η επιλογή αυτού του προγράμματος έναντι του MATLAB, παραδείγματος χάριν, έγινε λόγω της ικανότητας του να προσομοιάσει δυναμικά – μεταβατικά συστήματα. Συστήματα δηλαδή στα οποία η έξοδος σε οποιαδήποτε χρονική στιγμή εξαρτάται από το δείγμα εισόδου.

Στα πλαίσια της προσομοίωσης τίθεται σαν στόχος η εύρεση αριθμού πλαισίων που θα τοποθετηθούν σε παράλληλη συνδεσμολογία και σε σειρά για την κάλυψη των αναγκών θέρμανσης χώρων στις υπό μελέτη περιοχές ώστε να ικανοποιηθούν οι δείκτες αξιολόγησης του συστήματος.

Προκειμένου το μοντέλο αυτό να είναι ρεαλιστικό και να προσφέρει αντικειμενικά αποτελέσματα χρειάζεται να βρεθούν φύλλα δεδομένων από πραγματικά εξαρτήματα. Θα χρειαστεί να γίνει αναζήτηση στο διαδίκτυο δηλαδή και στις ιστοσελίδες γνωστών κατασκευαστών ώστε να βρεθούν πραγματικά δεδομένα για τα μηχανήματα.

- Κατανόηση φυσικής τοπολογίας του συστήματος.
- Εύρεση φύλλων δεδομένων για τα εξαρτήματα.
- Κατασκευή του συστήματος στο περιβάλλον του TRNSYS.
- Προσομοίωση ενός πλήρους έτους λειτουργίας (Με εκκίνηση από τον Σεπτέμβριο – 5856<sup>h</sup> ώρα).
- Ανάλυση αποτελεσμάτων.
  - Χρήση δεικτών ενεργειακής και οικονομικής αξιολόγησης.
- Σχολιασμός.

### 3.1.1 Παραδοχές

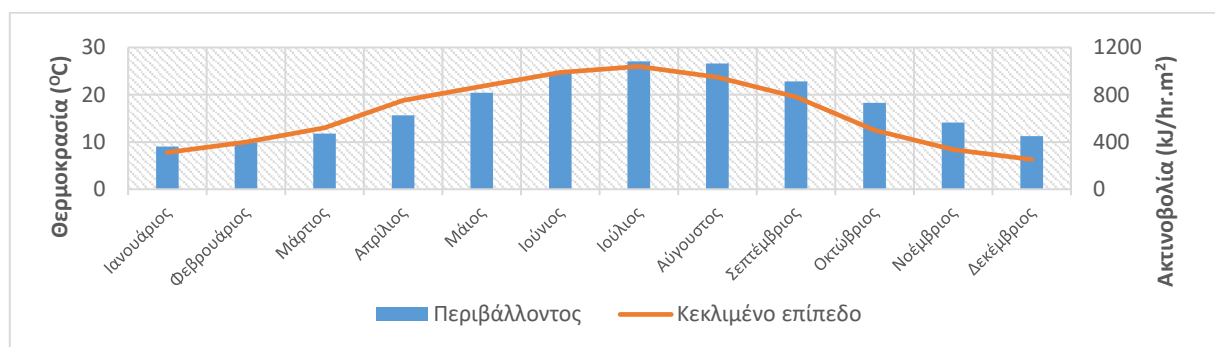
- Τα υπό μελέτη κτήρια είναι μονωμένα σύμφωνα με τις οδηγίες της TOTEE.
- Οι θερμικές απώλειες και στην δεξαμενή και στο πλαίσιο είναι ομοιόμορφες
- Η βοηθητική θέρμανση προσφέρεται από ηλεκτρισμό του δικτύου.
- Κάθε δωμάτιο έχει ομογενή θερμοκρασία.
- Το κάθε πλαίσιο PVT απαιτεί 25 kg/hr από τον κυκλοφορητή.
- Ο κυκλοφορητής απαιτεί 1 W ανά 25 kg/hr.
- Ο βαθμός απόδοσης από την ηλεκτροπαραγωγή προς την έκχυση της ενέργειας στο ηλεκτρικό δίκτυο θεωρήθηκε ότι είναι 90%.

### 3.1.2 Δεδομένα εισόδου

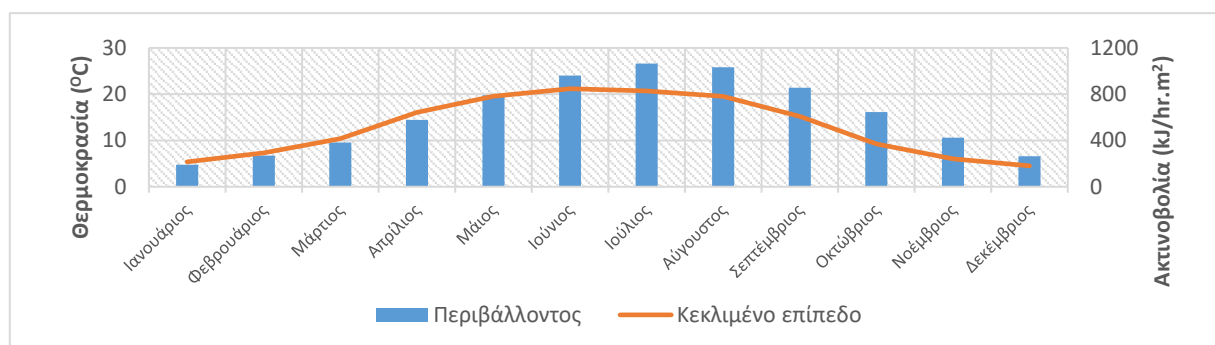
- Χρονοσειρές με μετεωρολογικά δεδομένα.
- Φύλλα δεδομένων για τα επιμέρους εξαρτήματα του υπό εξέταση συστήματος.

### 3.1.3 Μετεωρολογικά – 4 ζώνες (KENAK)

Στο Διάγραμμα 3-1 και Διάγραμμα 3-2 φαίνονται μετεωρολογικά δεδομένα που έχουν ληφθεί από το METEONORM με το type που αναφέρεται στο 3.3, θερμοκρασίας περιβάλλοντος και συνολικής ηλιακής ακτινοβολίας σε κεκλιμένο επίπεδο (30<sup>0</sup>), για την Αθήνα και την Θεσσαλονίκη.



Διάγραμμα 3-1. Μετεωρολογικά δεδομένα από METEONORM για περιοχή Β κλιματικής ζώνης.



Διάγραμμα 3-2. Μετεωρολογικά δεδομένα από METEONORM για περιοχή Γ κλιματικής ζώνης.

### 3.2 Πρότυπη κατοικία, δεξαμενή και PVT

Όσον αφορά το κτήριο θα ληφθεί όπως στο (Sakellariou, Achaouroulos and Wright, 2021) με την διαφορά ότι θα μεταβάλλεται η απαραίτητη μόνωση ανάλογα με τις απαιτήσεις των Τεχνικών Οδηγιών (ΤΕΕ, 2018). Θεωρείται δηλαδή ότι η κατοικία θα είναι ίδια, με διαφορά το μονωτικό υλικό και για τις δύο ζώνες.

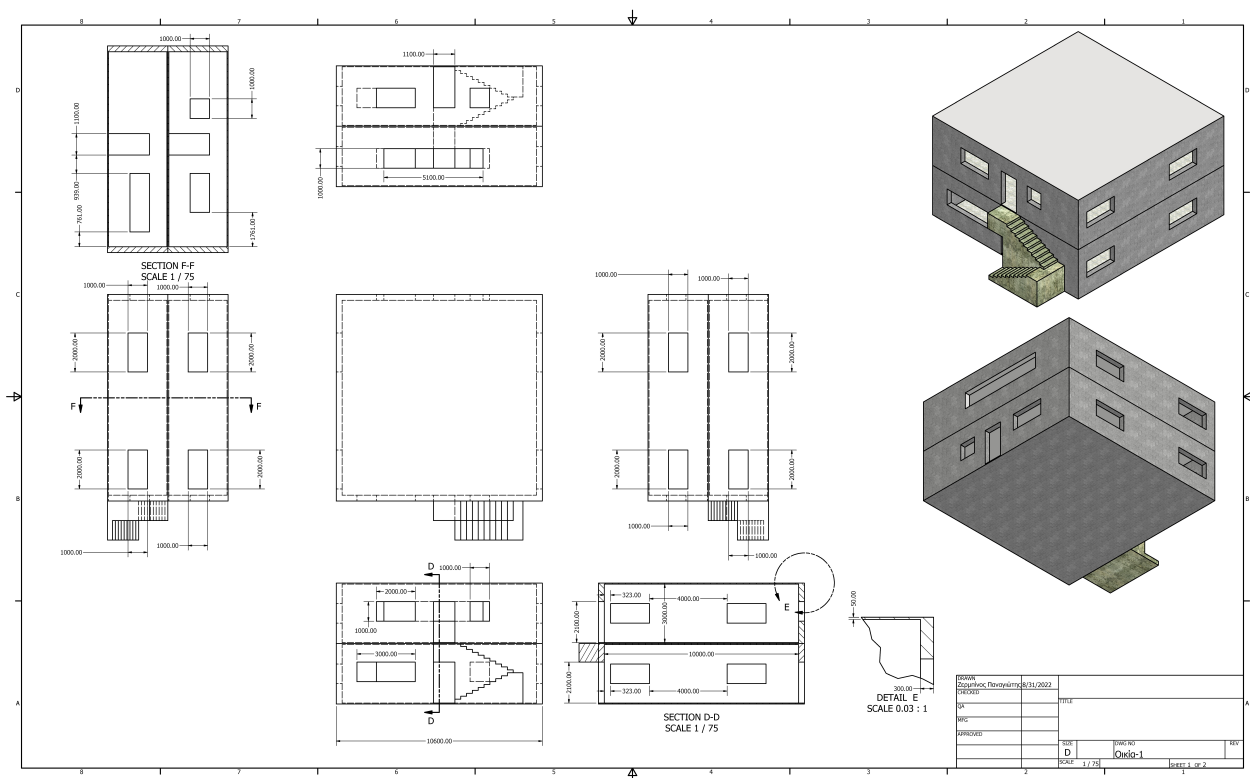
Πρόκειται για διώροφη κατοικία 100 m<sup>2</sup> που κατοικείται από οικογένεια τεσσάρων μελών καθώς φάνηκε να είναι η μέση κατάσταση στην Ελλάδα για το 2015 (Eurostat, 2015). Το σπίτι μοντελοποιήθηκε μέσω του Type 88 του TRNSYS με δεδομένα από τις Τεχνικές Οδηγίες (ΤΕΕ, 2018). Μέσα από αυτές λήφθηκε ως δεδομένο ότι η θερμοκρασία αέρα στους ορόφους απαιτείται να είναι 20 °C.

Τα χαρακτηριστικά της κατοικίας φαίνονται στον Πίνακα 3-1

Πίνακας 3-1. Χαρακτηριστικά κατοικίας.

		Μονάδα
Εναλλαγές αέρα	0.5	$m^3 \cdot hr^{-1}$
Μέσος συντελεστής θερμοπερατότητας για την Αθήνα	0.72	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Μέσος συντελεστής θερμοπερατότητας για την Θεσσαλονίκη	0.63	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

Σχέδιο της κατοικίας εμφανίζεται στην Εικόνα 3-1.



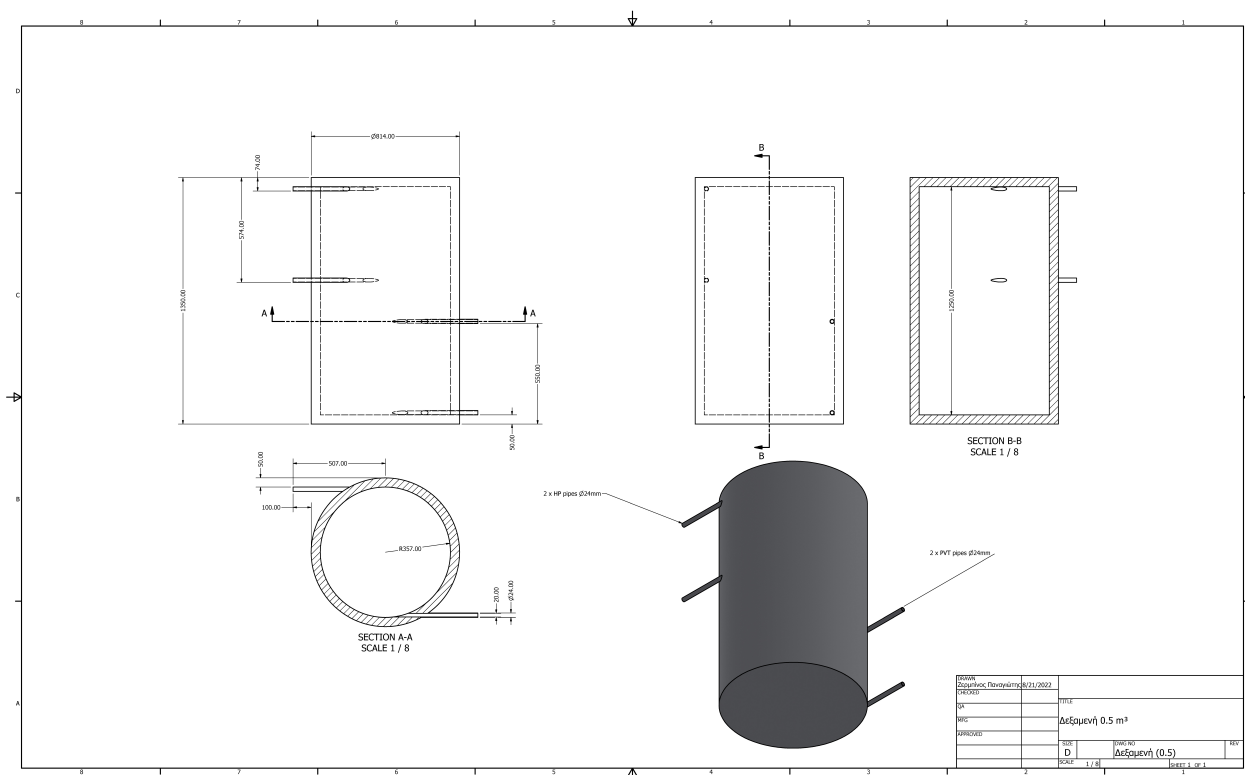
Εικόνα 3-1. Σχέδιο της κατοικίας.

Τα χαρακτηριστικά των δεξαμενών που χρησιμοποιήθηκαν φαίνονται στον Πίνακα 3-2.

Πίνακας 3-2. Χαρακτηριστικά δεξαμενής.

Ύψος δεξαμενής	1	m
Όγκος δεξαμενής	0.5, 1, 1.5	m <sup>3</sup>
Μόνωση δεξαμενής	0.58	W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup>
Είσοδος PVT	0	m
Έξοδος PVT	0.5	m
Είσοδος ΑΘ	1	m
Έξοδος ΑΘ	0.5	m

Σχέδιο της δεξαμενής φαίνεται στην Εικόνα 3-2. Παρόμοια με αυτό είναι και τα σχέδια των χωρητικότητων του 1 και του 1.5 κυβικών.

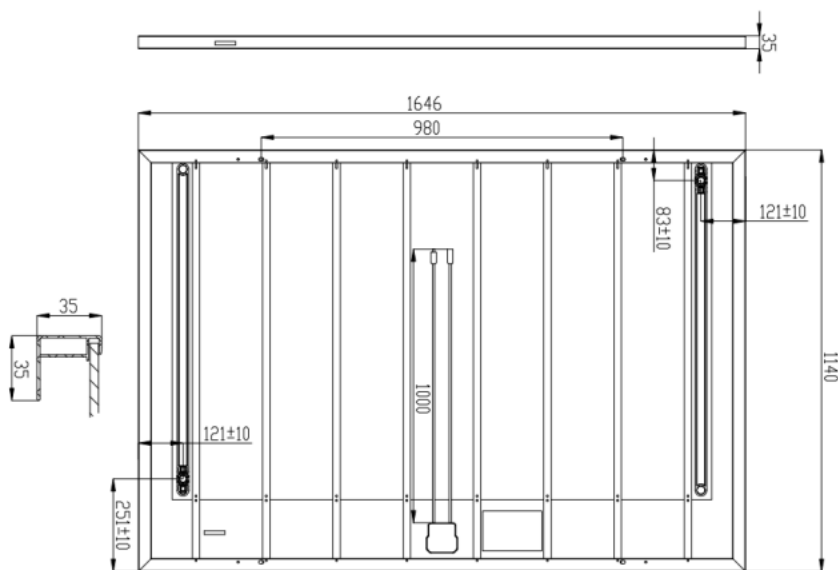


Εικόνα 3-2. Σχέδιο της δεξαμενής 0.5 m<sup>3</sup>.

Ως εργαζόμενο μέσο θεωρήθηκε η αιθυλενογλυκόλη με νερό σε 30/70 τοις εκατό βάρος κατά βάρος καθώς αυτή έχει φανεί να είναι το πιο σύνηθες (Sakellariou, 2020)

Το PVT πλαίσιο από το οποίο πάρθηκαν τα τεχνολογικά δεδομένα είναι από την Dual Sun και είναι το μοντέλο Spring 400 Shingle Black (Dual Sun, 2022).

Το σχέδιο του εμφανίζεται στην Εικόνα 3-3. Τα τεχνικά του χαρακτηριστικά που αφορούν τα θερμικά του χαρακτηριστικά μπορούν να βρεθούν στον Πίνακα 3-3, ενώ αυτά που αφορούν τα φωτοβολταϊκά του χαρακτηριστικά, σύμφωνα με το ISO 9806:2017 (ISO, 2017), βρίσκονται στον Πίνακα 3-4.



Εικόνα 3-3. Σχέδιο PVT. (Dual Sun, 2022)

Πίνακας 3-3. Θερμικά χαρακτηριστικά για το PVT.

Ονομαστική θερμική ισχύς	660	$W_{th} \cdot m^{-2}$
Επιφάνεια συλλέκτη	1.876	$m^2$
Οπτική απόδοση ( $a_0$ )	62.1	%
Συντελεστής $a_1$	7.4	$W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$
Συντελεστής $a_2$	0	$W \cdot K^{-2} \cdot m^{-2}$

Πίνακας 3-4. Φωτοβολταϊκά χαρακτηριστικά του PVT.

Ονομαστική ηλεκτρική ισχύς	400	$W$
Φωτοβολταϊκή απόδοση πλαισίου στα 25 χρόνια	84.8	%
Ανοχή στην ηλεκτρική έξοδο	$\pm 4$	%
Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης	21.3	%
Ονομαστική τάση	41.00	$V$
Ονομαστική ένταση	9.76	$A$
Τάση ανοιχτού κυκλώματος	49.5	$V$
Ένταση βραχυκύκλωσης	10.12	$A$

### 3.3 Μοντελοποίηση (TRNSYS)

Το TRNSYS αποτελείται από δύο κύρια κομμάτια. Αρχικά αποτελείται από τον πυρήνα, όπου και επεξεργάζεται το αρχείο εισόδου, το λύνει επαναληπτικά, καθορίζει την σύγκλιση και εκτυπώνει γραφικά τις μεταβλητές που ζητάμε. Το δεύτερο κομμάτι αφορά την «βιβλιοθήκη» εξαρτημάτων που αποτελούν το συνολικό σύστημα και το πως κάθε ένα από αυτά μοντελοποιεί την απόδοση του.

Η βιβλιοθήκη που υπάρχει στην απλή έκδοση του προγράμματος περιλαμβάνει περίπου 150 μοντέλα με εύρος από ανεμογεννήτριες, κυψέλες καυσίμου και επεξεργαστές δεδομένων καιρού έως αντλίες, βασικό εξοπλισμό θέρμανσης και πολυζωνικά κτήρια. Τα εξαρτήματα αυτά μοντελοποιούνται με τέτοιο τρόπο ώστε οι χρήστες να μπορούν να τα τροποποιήσουν, επεκτείνοντας έτσι τις δυνατότητες του προγράμματος.

Παρακάτω θα αναλυθούν σενάρια που θα εξεταστούν και τα μοντέλα – types που θα χρησιμοποιηθούν για την κατασκευή του συνολικού μοντέλου.

#### 3.3.4 Εξεταζόμενα σενάρια

Τα σενάρια που θα εξεταστούν αφορούν την μεταβολή των συστοιχιών των PVT συλλεκτών και του όγκου της ηλιακής δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας. Συνεπώς η επιλεχθείσα κωδικοποίηση των σεναρίων είναι η εξής, *Αριθμός-Συλλεκτών\_Όγκος-Δεξαμενής\_Πόλη*. Στον Πίνακα 3-5, εμφανίζονται συνολικά τα εξεταζόμενα σενάρια.

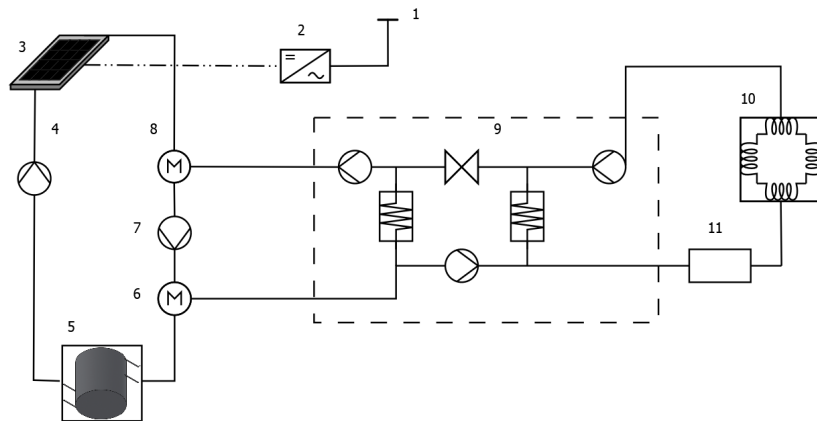
Πίνακας 3-5. Εξεταζόμενα σενάρια

4_0.5_A	4_0.5_Θ	8_0.5_A	8_0.5_Θ	12_0.5_A	12_0.5_Θ
4_1.0_A	4_1.0_Θ	8_1.0_A	8_1.0_Θ	12_1.0_A	12_1.0_Θ
4_1.5_A	4_1.5_Θ	8_1.5_A	8_1.5_Θ	12_1.5_A	12_1.5_Θ
16_0.5_A	16_0.5_Θ	20_0.5_A	20_0.5_Θ	24_0.5_A	24_0.5_Θ
16_1.0_A	16_1.0_Θ	20_1.0_A	20_1.0_Θ	24_1.0_A	24_1.0_Θ
16_1.5_A	16_1.5_Θ	20_1.5_A	20_1.5_Θ	24_1.5_A	24_1.5_Θ

Το σύστημα ηλιοβοηθούμενης αντλίας θερμότητας άμεσης εκτόνωσης με ηλιακή δεξαμενή αποθήκευσης αισθητής θερμότητας το οποίο πρόκειται να μοντελοποιηθεί φαίνεται στην Εικόνα 3-4. Τα υποσυστήματα που το συνθέτουν αναγράφονται στον .

Πίνακας 3-6. Εξαρτήματα φυσικού συστήματος.

- 1) Ηλεκτρικό δίκτυο
- 2) Inverter
- 3) Ηλιακοί συλλέκτες
- 4) Κυκλοφορητής ηλιακού συστήματος
- 5) Ηλιακή δεξαμενή
- 6) Τρίοδη βαλβίδα
- 7) Κυκλοφορητής τροφοδοσίας ηλιακής δεξαμενής
- 8) Τρίοδη βαλβίδα
- 9) Αντλία θερμότητας
- 10) Fan Coil
- 11) Βοηθητική θέρμανση χώρου



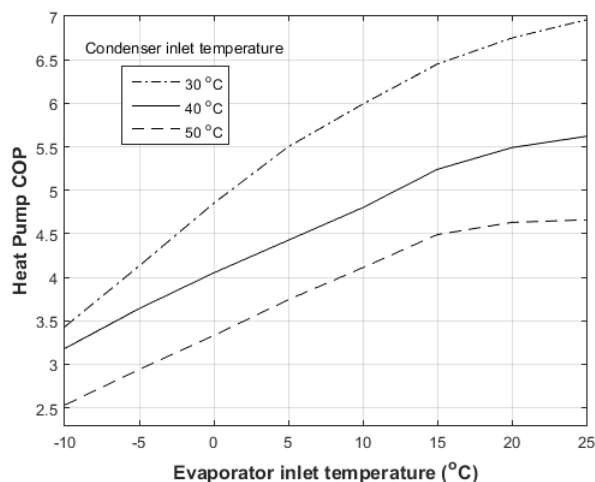
Εικόνα 3-4. Σύστημα υπό μοντελοποίηση.

### 3.3.5 Ηλιοβοηθούμενη αντλία θερμότητας

Η ΗΑΘ που χρησιμοποιήθηκε για την παρούσα εργασία βασίζεται σε παρόμοια έρευνα που αφορούσε ΑΘ εδάφους (Sakellariou *et al.*, 2019) με τα χαρακτηριστικά της να φαίνονται στον Πίνακας 3-6, και την λειτουργία να αναπαριστάνεται στην Εικόνα 3-4.

Πίνακας 3-7. Χαρακτηριστικά αντλίας θερμότητας.

		Μονάδα
Ονομαστική ωφέλιμη θερμική ισχύς	6000	$kJ \cdot hr^{-1}$
Ονομαστική ηλεκτρική ισχύς	1500	$kJ \cdot hr^{-1}$
Παροχή μάζας προς τον συμπυκνωτή	500	$kg \cdot hr^{-1}$
Παροχή μάζας προς τον εξατμιστή	900	$kg \cdot hr^{-1}$



Εικόνα 3-5. Διάγραμμα λειτουργίας της ΗΑΘ.

Η λειτουργία της χωρίζεται σε διακριτά βήματα. Αρχικά η θερμοκρασία εισόδου του εξατμιστή και του συμπυκνωτή χρησιμοποιούνται ώστε να γίνει γραμμική παρεμβολή στα δεδομένα απόδοσης της ΑΘ και να υπολογιστούν οι θερμοκρασίες του συμπυκνωτή και η απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια. Αφού υπολογιστούν αυτά γίνεται να υπολογιστεί η απορροφόμενη θερμότητα από την Εξίσωση 3-1,

$$Q_{ev} = Q_{cond} - P_{HP}$$

Εξίσωση 3-1.  
Απορροφόμενη  
θερμότητα απο  
τον εξατμιστή.

Με το αποτέλεσμα αυτής υπολογίζεται η θερμοκρασία εξόδου του εξατμιστή από την Εξίσωση 3-2,

$$T_{out, ev} = T_{in, ev} - \frac{Q_{ev}}{(\dot{m} \cdot Cp)_{ev}}$$

Εξίσωση 3-2.  
Θερμοκρασία  
εξόδου του  
εξατμιστή.

Στο παραπάνω αποτέλεσμα προστίθεται η ενέργεια από το ηλιακό υποσύστημα και υπολογίζεται η συνολικά διαθέσιμη θερμότητα που εισέρχεται στον εξατμιστή. Στην συνέχεια προστίθεται και η απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια και υπολογίζεται η θερμοκρασία που παραδίδεται στον συμπυκνωτή. Τέλος η θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή μπορεί να υπολογιστεί από την Εξίσωση 3-3 ως,

$$T_{out, cond} = T_{in, cond} + \frac{Q_{cond, delivered}}{(\dot{m} \cdot Cp)_{cond}}$$

Εξίσωση 3-3.  
Θερμοκρασία  
εξόδου του  
συμπυκνωτή.



### 3.3.6 Φωτοβολταϊκός/Θερμικός Συλλέκτης (PVT)

Για τον συλλέκτη έγινε επιλογή του Type50b. Το συγκεκριμένο type βασίζεται στο έργο του (Florschuetz, 1979), το οποίο με την σειρά του βασίζεται στους (Hottel, H; Woertz, 1942; Whillier, 1953; Hottel, 1955) και στην εξέλιξη αυτών μέσω του (Bliss, 1959). Το Mode2 στο οποίο λειτουργεί υπολογίζει την απόδοση και τις απώλειες του συλλέκτη ως συνάρτηση της ατμοσφαιρικής θερμοκρασίας, της ταχύτητας του ανέμου και της γεωμετρίας αυτού. Οι πιο σημαντικές παράμετροι του type, όπως είναι ο συντελεστής απόδοσης συλλέκτη  $F'$  και ο συνολικός συντελεστής θερμικών απωλειών υπολογίζονται για κάθε βήμα της εξομοίωσης. Στο τέλος αυτής υπολογίζει τον ρυθμό της ωφέλιμης θερμότητας.

$$Q_{u\_ss} = F_R \cdot \left[ (S \cdot (A_{abs} - A_{cell} \cdot \eta_e)) - A_{abs} \cdot U_L (T_{in} - T_a) \right]$$

Εξίσωση 3-4.  
Ωφέλιμη  
θερμότητα.

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot Cp_m}{A_{abs} \cdot U_L} \left[ 1 - \exp \left( \frac{-A_{abs} \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m} \cdot Cp_m} \right) \right]$$

Εξίσωση 3-5.  
Συντελεστής  
απομάκρυνσης  
θερμότητας.

$$F' = \frac{1/U_L}{W \cdot \left[ 1/U_L \cdot (D + (W - D) \cdot F) + 1/h_{ca} + 1/\pi \cdot Di \cdot h_{fi} \right]}$$

Εξίσωση 3-6.  
Θερμικός  
βαθμός  
απόδοσης του  
συλλέκτη.

$$F = \frac{\tanh \cdot \left[ \frac{m \cdot (W - D)}{2} \right]}{\frac{m \cdot (W - D)}{2}}$$

Εξίσωση 3-7.  
Αποδοτικότητα  
πετρυνίων.

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{(\lambda \delta)_{eff}}}$$

Εξίσωση 3-8.  
Μέση  
απομάκρυνση  
θερμότητας.

Η ηλεκτρική απόδοση και ισχύς υπολογίζεται, από την Εξίσωση 3-9 και Εξίσωση 3-10 με την μέθοδο του (Evans, 1981).

$$\eta_e = \eta_n \left[ (1 - \beta_{cell} (T_{pm} - T_r)) + \gamma \log_{10}(S) \right]$$

Εξίσωση 3-9.  
Ηλεκτρικός  
βαθμός  
απόδοσης.

$$P_e = S \cdot A_{cell} \cdot \eta_e$$

Εξίσωση 3-10.  
Παραγόμενη  
ηλεκτρική  
ισχύς.

Όπου,

Πίνακας 3-8. Νομενκλατούρα για το PVT.

	Μονάδα
$Q_{u\_ss}$ : Χρήσιμη θερμότητα	$W$
$F_R$ : Συντελεστής απομάκρυνσης θερμότητας	-
$S$ : Απορροφόμενη ακτινοβολία	$W \cdot m^{-2}$
$A_{abs}$ : Επιφάνεια συλλέκτη	$m^2$
$A_{cell}$ : Επιφάνεια κυψελών	$m^2$
$\eta_e$ : Ηλεκτρική απόδοση	%
$U_L$ : Συντελεστής θερμικών απωλειών	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$T_{in}$ : Θερμοκρασία ρευστού στην είσοδο του PVT	$C$
$T_a$ : Θερμοκρασία περιβάλλοντος	$C$
$\dot{m}$ : Μέσος ρυθμός απομάκρυνσης θερμότητας	$W$
$Cp_m$ : Ειδική μέση θερμοχωρητικότητα απομάκρυνσης θερμότητας	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$F'$ : Βαθμός απόδοσης συλλέκτη	%
$W$ : Απόσταση μεταξύ των κέντρων των σωλήνων του απορροφητή	$m$
$D$ : Διάμετρος σωλήνων	$m$
$F$ : Αποδοτικότητα πτερυγίων	-
$h_{ca}$ : Συντελεστής αγωγιμότητας απορροφητή	-
$D_i$ : Εσωτερική διάμετρος	$m$
$h_{fi}$ : Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εντός του σωλήνα	-
$m$ : Μέση απομάκρυνση θερμότητας	
$\lambda$ : Θερμική αγωγιμότητα	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\delta$ : Πλάτος απορροφητή	$m$
$\epsilon_{eff}$ : Ωφέλιμο	-
$\eta_n$ : Ονομαστικός βαθμός απόδοσης	%
$\beta_{cell}$ : Συντελεστής ισχύος – θερμοκρασίας κυψέλης	-
$T_{pm}$ : Μέση θερμοκρασία απορροφητή	$C$
$T_r$ : Θερμοκρασία αναφοράς STC συλλέκτη	$C$
$\gamma$ : Συντελεστής ηλιακής ακτινοβολίας	-
$P_e$ : Ηλεκτρική ισχύς	$W$

### 3.3.7 Τερματική μονάδα νερού (Fan Coil Unit).

Για την τερματική μονάδα νερού έγινε επιλογή του Type32. Αφορά μονάδα ψύξης νερού και σε συνδυασμό με το type που αφορά το κτήριο χωρίζει την επίδραση της αισθητής θερμότητας, που εκφράζεται και ως θερμοκρασία, και της λανθάνουσας, που εκφράζεται και ως υγρασία.

Η συνολική μεταφορά θερμότητας στην μονάδα υπολογίζεται από την Εξίσωση 3-11,

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_w \cdot c_{pW} \cdot (T_{w,o} - T_{w,i})$$

Εξίσωση 3-11.  
Συνολική μεταφορά θερμότητας στην ΑΘ.

Όπου,

Πίνακας 3-9. Νομενκλατούρα για το Fan Coil.

	Μονάδα
$\dot{Q}_T$ : Συνολική μεταφορά θερμότητας στην ΑΘ	$kJ \cdot hr^{-1}$
$\dot{m}_w$ : Παροχή μάζας νερού	$kg \cdot hr^{-1}$
$c_{pW}$ : Ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot C^{-1}$
$T_{w,i}$ : Θερμοκρασία εισόδου κρύου νερού	$C$
$T_{w,o}$ : Θερμοκρασία εξόδου κρύου νερού	$C$

### 3.3.8 Κυκλοφορητής

Ο κυκλοφορητής μοντελοποιήθηκε με το Type114, το οποίο αναφέρεται σε μια αντλία σταθερής ταχύτητας που διατηρεί σταθερό ρυθμό μάζας εργαζόμενου μέσου. Είναι ένα αρκετά απλό μοντέλο αντλίας καθώς δεν μοντελοποιεί τα χαρακτηριστικά εκκίνησης και διακοπής της αντλίας, ούτε τις πτώσεις πίεσης. Το type λαμβάνει τον ρυθμό μάζας ως είσοδο του αλλά τον αγνοεί την τιμή πέρα από το να υπολογίσει έλεγχο ισορροπίας μάζας. Ορίζει επίσης τον ρυθμό μάζας συναρτήσει την ονομαστική ταχύτητα και την εκάστοτε τρέχουσα τιμή του σήματος ελέγχου που δίδεται από τον αυτοματισμό.

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του κυκλοφορητή και ο βαθμός απόδοσης του μοτέρ του χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης της διαδικασίας άντλησης όπως στην Εξίσωση 3-12.

$$\eta_{pumping} = \frac{\eta_{overall}}{\eta_{motor}}$$

Εξίσωση 3-12.  
Βαθμός απόδοσης άντλησης.

Η απαιτούμενη ισχύς του άξονα έπειτα υπολογίζεται από την Εξίσωση 13 ως,

$$\dot{P}_{shaft} = \dot{P}_{rated} \cdot \eta_{motor}$$

Εξίσωση 3-13.  
Απαιτούμενη ισχύ άξονα κυκλοφορητή.

Η μεταφερόμενη ενέργεια από το μοτέρ της αντλίας στο ρευστό υπολογίζεται από την Εξίσωση 3-14 ως,

$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{P}_{shaft} \cdot (1 - \eta_{pumping}) + f_{motorloss} (\dot{P} - \dot{P}_{shaft})$$

Εξίσωση 3-14.  
Μεταφερόμενη θερμική ενέργεια από το μοτέρ στο ρευστό.

Η μεταφερόμενη ενέργεια από το μοτέρ της αντλίας στον περιβάλλοντα αέρα υπολογίζεται από την Εξίσωση 3-15 ως,

$$\dot{Q}_{ambient} = (\dot{P} - \dot{P}_{shaft}) \cdot (1 - f_{motorloss})$$

Εξίσωση 3-15.  
Μεταφερόμενη θερμική ενέργεια από το μοτέρ στον περιβάλλοντα αέρα.

Τέλος, η θερμοκρασία εξόδου του κυκλοφορητή υπολογίζεται από την Εξίσωση 3-16 ως,

$$T_{fluid,out} = T_{fluid,in} + \frac{\dot{Q}_{fluid}}{\dot{m}_{fluid}}$$

Εξίσωση 3-16.  
Θερμοκρασία εξόδου του κυκλοφορητή.

Πίνακας 3-10. Νομενκλατούρα για τον κυκλοφορητή.

	Μονάδα
$\dot{Q}_{fluid}$ : Ενέργεια μεταφερόμενη από το μοτέρ της αντλίας στο ρευστό	$kJ \cdot hr^{-1}$
$\eta_{motor}$ : Βαθμός απόδοσης μοτέρ αντλίας	%
$\eta_{pumping}$ : Βαθμός αποδοτικότητας άντλησης	%
$\eta_{overall}$ : Συνολικός βαθμός απόδοσης	%
$f_{motorloss}$ : Μέρος των απωλειών του μοτέρ της αντλίας που αυξάνουν την θερμοκρασία του ρευστού	%
$\dot{P}_{rated}$ : Ονομαστική ισχύς κυκλοφορητή	$kJ \cdot hr^{-1}$
$\dot{P}_{shaft}$ : Απαιτούμενη ισχύς άξονα	$kJ \cdot hr^{-1}$
$\dot{Q}_{ambient}$ : Ενέργεια μεταφερόμενη από το μοτέρ της αντλίας στον περιβαλλόμενο ατμοσφαιρικό αέρα	$kJ \cdot hr^{-1}$
$T_{fluid,out}$ : Ειδική θερμότητα εξόδου κυκλοφορητή	$kJ \cdot kg^{-1}$
$T_{fluid,in}$ : Ειδική θερμότητα εισόδου κυκλοφορητή	$kJ \cdot kg^{-1}$
$\dot{m}_{fluid}$ : Παροχή μάζας ρευστού	$kg \cdot hr^{-1}$

### 3.3.9 Αυτοματισμός

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω για να δίδεται σήμα ελέγχου στον κυκλοφορητή είθισται να υπάρχει ένα type αυτοματισμού. Στην προκειμένη χρησιμοποιήθηκε το Type2b, το οποίο σε αντίθεση με το Type2a, το οποίο χρησιμοποιεί την μέθοδο του Rowell, χρησιμοποιεί την διαδοχική αντικατάσταση. Ουσιαστικά πρόκειται για έναν ελεγκτή διαφορικού με υστέρηση ο οποίος δημιουργεί μια συνάρτηση η οποία παίρνει σαν τιμή το 0 ή το 1. Η τιμή αυτή επιλέγεται ως διαφορά μεταξύ δυο θερμοκρασιών,  $T_H$  και  $T_L$ , σε σύγκριση με την διαφορά δυο θερμοκρασιών νεκρής ζώνης  $DT$  που ορίζονται από τον χρήστη. Στην παρούσα διπλωματική εργασία οι δυο θερμοκρασίες αυτές είναι η έξοδος του τελευταίου συλλέκτη και αυτή του κόμβου που βρίσκεται στον πυθμένα της δεξαμενής. Όπως είναι αναμενόμενο η νέα τιμή που παίρνει το σήμα εξόδου εξαρτάται από την τιμή της εισόδου του στο προηγούμενο βήμα. Για λόγους ασφαλείας υπάρχει τιμή υψηλού ορίου για αποκοπής στο οποίο, ανεξάρτητα από τις συνθήκες που αναφέρθηκαν πριν, θα μηδενιστεί η έξοδος.

Μαθηματικά ο ελεγκτής λειτουργεί ως εξής,

Εάν ο ελεγκτής λειτουργούσε προηγουμένως χρησιμοποιείται η Εξίσωση 3-17 και η Εξίσωση 3-18.

$$\gamma_i = 1, \Delta T_L \leq (T_H - T_L), \gamma_0 = 1$$

*Εξίσωση 3-17.  
Λειτουργία  
εισόδου και  
εξόδου στην  
περίπτωση  
λειτουργίας του  
ελεγκτή (1)*

$$\gamma_i = 1, \Delta T_L > (T_H - T_L), \gamma_0 = 0$$

*Εξίσωση 3-18.  
Λειτουργία  
εισόδου και  
εξόδου στην  
περίπτωση  
λειτουργίας του  
ελεγκτή (2)*

Εάν ο ελεγκτής δεν λειτουργούσε προηγουμένως χρησιμοποιείται η Εξίσωση 3-19 και η Εξίσωση 3-20.

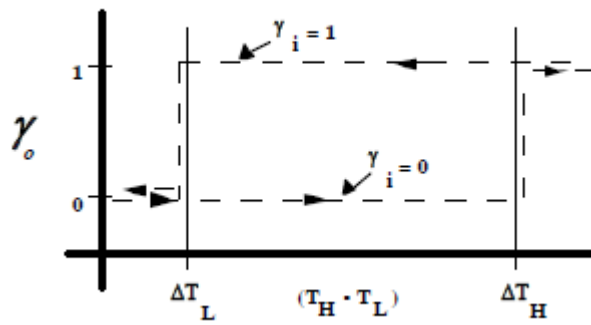
$$\gamma_i = 0, \Delta T_L \leq (T_H - T_L), \gamma_0 = 1$$

*Εξίσωση 3-19.  
Λειτουργία  
εισόδου και  
εξόδου στην  
περίπτωση μη  
λειτουργίας του  
ελεγκτή (1)*

$$\gamma_i = 0, \Delta T_L > (T_H - T_L), \gamma_0 = 0$$

*Εξίσωση 3-20.  
Λειτουργία  
εισόδου και  
εξόδου στην  
περίπτωση μη  
λειτουργίας του  
ελεγκτή (2)*

Γραφικά η λειτουργία του ελεγκτή απεικονίζεται στην Εικόνα 3-5,



Εικόνα 3-6. Γραφική απεικόνιση λειτουργίας αυτοματισμού.

Πίνακας 3-11. Νομενκλατούρα για τον αυτοματισμό.

	Μονάδες
$\Delta T_h$ : Άνω όριο θερμοκρασίας	C
$\Delta T_l$ : Κάτω όριο θερμοκρασίας	C
$T_h$ : Άνω θερμοκρασία εισόδου	C
$T_{in}$ : Θερμοκρασία επιτήρησης	C
$T_l$ : Κάτω θερμοκρασία εισόδου	C
$T_{max}$ : Μέγιστη θερμοκρασία εισόδου	C
$\gamma_i$ : Λειτουργία ελέγχου εισόδου	%
$\gamma_o$ : Λειτουργία ελέγχου εξόδου	%

### 3.3.10 Κατοικία

Για το υπό μελέτη σπίτι έγινε επιλογή του Type 88. Πρόκειται για απλό μοντέλο αθροιστικής θερμοχωρητικότητας που μοντελοποιεί μονοζωνική κατοικία υπαγόμενη σε εσωτερικά θερμικά κέρδη, αγνοεί τα ηλιακά κέρδη και υποθέτει σταθερό συντελεστή θερμοπερατότητας. Η θερμοκρασία και η υγρασία της κατοικίας περιγράφονται από εξισώσεις ισορροπίας, όπως στην Εξίσωση 3-21 και στην Εξίσωση 3-22.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{U \cdot A}{c_{ap}} \cdot (T_{amb} - T) + \frac{\dot{m}_{vent} \cdot C_{p_{air}}}{c_{ap}} \cdot (T_{vent} - T) + \frac{\dot{m}_{inf} \cdot C_{p_{air}}}{c_{ap}} \cdot (T_{inf} - T) + \sum Q_{gains}$$

*Εξίσωση 3-21.  
Θερμοκρασία στην κατοικία*

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\dot{m}_{inf}}{\rho \cdot V} \cdot (\omega_{inf} - \omega) + \frac{\dot{m}_{vent}}{\rho \cdot V} \cdot (\omega_{vent} - \omega) + \frac{\sum \omega_{gains}}{\rho \cdot V}$$

*Εξίσωση 3-22.  
Υγρασία στην κατοικία.*

Όπου,

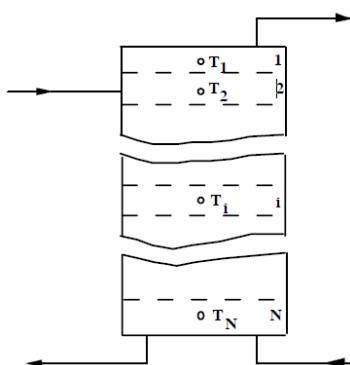
Πίνακας 3-12. Νομενκλατούρα για την κατοικία.

	Μονάδα
$U$ : Συντελεστής θερμοπερατότητας κτηρίου	$kJ \cdot hr^{-1} \cdot m^{-2} \cdot C^{-1}$
$Cp_{ap}$ : Θερμοχωρητικότητα κτηρίου	$kJ \cdot C^{-1}$
$Cp_{air}$ : Ειδική θερμοχωρητικότητα του αέρα του κτηρίου	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot C^{-1}$
$\rho_{air}$ : Πυκνότητα αέρα κτηρίου	$kg \cdot m^{-3}$
$Area$ : Συνολική επιφάνεια κτηρίου	$m^2$
$Vol$ : Συνολικός όγκος κτηρίου	$m^3$
$\omega_{mult}$ : Συντελεστής λόγου ανάμιξης υγρασίας	-
$T_{initial}$ : Αρχική θερμοκρασία	$C$
$\omega_{initial}$ : Αρχικός λόγος ανάμιξης υγρασίας	-
$h_{fg}$ : Λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης	$kJ \cdot kg^{-1}$
$T_{vent}$ : Θερμοκρασία αέρα διανομής	$C$
$\omega_{vent}$ : Λόγος ανάμιξης υγρασίας αέρα διανομής	-
$\dot{m}_{vent}$ : Παροχή μάζας αέρα διανομής	$kg \cdot hr^{-1}$
$T_{amb}$ : Θερμοκρασία περιβάλλοντος	$C$
$\omega_{amb}$ : Λόγος ανάμιξης υγρασίας περιβάλλοντος	-
$\dot{m}_{inf}$ : Παροχή μάζας αέρα διείσδυσης	$kg \cdot hr^{-1}$
$Q_{lights}$ : Ενεργειακά κέρδη από τον φωτισμό	$kJ \cdot hr^{-1}$
$Q_{equip}$ : Ενεργειακά κέρδη από εξοπλισμού	$kJ \cdot hr^{-1}$
$Q_{peop}$ : Ενεργειακά κέρδη αισθητής θερμότητας των κατοίκων	$kJ \cdot hr^{-1}$
$\omega_{gain}$ : Ρυθμός κέρδους υγρασίας	$kg \cdot hr^{-1}$
$T_{zone}$ : Θερμοκρασία ζώνης	$C$
$\omega_{zone}$ : Σχετική υγρασία ζώνης	-
$Q_{inflt}$ : Ενεργειακά κέρδη αισθητής θερμότητας αέρα διείσδυσης	$kJ \cdot hr^{-1}$
$Q_{infll}$ : Ενεργειακά κέρδη λανθάνουσας θερμότητας αέρα διείσδυσης	$kJ \cdot hr^{-1}$
$Q_{vents}$ : Ενεργειακά κέρδη αισθητής θερμότητας αέρα διανομής	$kJ \cdot hr^{-1}$
$Q_{ventl}$ : Ενεργειακά κέρδη λανθάνουσας θερμότητας αέρα διανομής	$kJ \cdot hr^{-1}$

### 3.3.11 Δεξαμενή θερμικής αποθήκευσης

Για την δεξαμενή επιλέχθηκε το Type60d, που αφορά σε μια στρωματοποιημένη, κάθετη, κυλινδρική δεξαμενή και υπολογίζει τις απώλειες της δεξαμενής προς τις σωληνώσεις, θεωρώντας ότι όλοι οι κόμβοι της διαστρωμάτωσης είναι ίσοι μεταξύ τους και ότι οι συντελεστές θερμοπερατότητας ανάμεσα στους κόμβους και το περιβάλλον είναι ίσοι. Είναι σαφώς ανώτερο από άλλα type δεξαμενών, όπως το Type4, καθώς έχει εσωτερικό «βήμα» και δεν επηρεάζεται από αυτό που έχει συνολικά το πρόγραμμα. Επιπλέον χαρακτηριστικά που το ξεχωρίζουν από τα υπόλοιπα types είναι ότι γίνεται να δεχτεί μονή αναλογία εισόδων – εξόδων και ότι σε αυτό γίνεται να προστεθούν πολλαπλοί εναλλάκτες στο εσωτερικό της.

Η θερμική απόδοση της προκειμένης δεξαμενής αισθητής θερμότητας είναι υποκείμενη στην θερμική διαστρωμάτωση αυτής και θεωρείται ότι αποτελείται από N πλήρως αναμειγμένα μέρη που έχουν ίσο όγκο, όπως φαίνονται στην Εικόνα 3-6, με το N να είναι μικρότερο του 100.



Εικόνα 3-7. Μοντελοποίηση διαστρωμάτωσης δεξαμενής.

### 3.3.12 Μετεωρολογικό αρχείο

Το Type το οποίο αφορά σε μετεωρολογικά δεδομένα στο TRNSYS είναι το Type 15 το οποίο είναι σύνθεση των type 16 και 89. Στις δυνατότητες του βρίσκεται η ανάγνωση δεδομένων καιρού ανα προκαθορισμένα χρονικά διαστήματα από ένα αρχείο δεδομένων, στην περίπτωση της παρούσας διπλωματικής το Meteororm, και την μετατροπή των μονάδων τους στην απαιτούμενη ώστε να επεξεργαστούν. Δίνει δεδομένα όπως η ηλιακή ακτινοβολία, η ατμοσφαιρική θερμοκρασία, η ταχύτητα του ανέμου, η θερμοκρασία του νερού του δικτύου και άλλα. Παρακάτω περιγράφεται ο τρόπος με τον οποίο το συγκεκριμένο type υπολογίζει την θερμοκρασία του ουρανού.

Η θερμοκρασία του ουρανού αποτελείται αρχικά από μια εκτίμηση της εκπομπής καθαρού ουρανού με βάση την θερμοκρασία δρόσου από την Εξίσωση 3-23,

$$E_{o,sky} = 0.711 + 0.56 \cdot \left( \frac{T_{dewpt}}{100} \right) + 0.73 \cdot \left( \frac{T_{dewpt}}{100} \right)^2$$

Εξίσωση 3-23.  
Εκπομπή  
καθαρού  
ουρανού.

Έπειτα η εκπομπή διορθώνεται με την ώρα της ημέρας, όπως στην Εξίσωση 3-24, ώστε να διαφοροποιηθούν οι ώρες στις οποίες υπάρχει μαύρος νυχτερινός ουρανός και γαλάζιος ημερήσιος ουρανός. Στην Εξίσωση 3-24 time είναι οι ώρες του χρόνου.



$$E_{o,sky} = E_{o,sky} + 0.013 \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{\text{mod}(time, 24)}{24}\right)$$

Εξίσωση 3-24.  
Διορθωμένη  
εκπομπή  
καθαρού  
ουρανού με την  
ώρα της  
ημέρας.

Η εκπομπή στην συνέχεια διορθώνεται μέσω της ατμοσφαιρικής πίεσης με την Εξίσωση 3-25. Ενώ το type λαμβάνει δεδομένα πίεσης σε bar ή σε pascal, τα μετατρέπει σε millibar.

$$E_{o,sky} = E_{o,sky} + 0.00012 \cdot (pressure - 1000)$$

Εξίσωση 3-25.  
Διόρθωση της  
εκπομπής  
καθαρού  
ουρανού με την  
ατμοσφαιρική  
πίεση.

Στην συνέχεια η εκπομπή με την παρουσία σύννεφών υπολογίζεται μέσω από την Εξίσωση 3-26, πολλαπλασιάζοντας την εκπομπή καθαρού ουρανού με το ποσοστό αυτού που καλύπτεται από αυτά και με την εκπομπή των ίδιων των σύννεφων. Το ποσοστό αυτό παίρνει τιμές από το 0 μέχρι το 100 για μηδενική και πλήρη νέφωση αντίστοιχα.

$$E_{sky} = E_{o,sky} + (1.0 - E_{o,sky}) \cdot f_{cloud} \cdot \varepsilon_{cloud}$$

Εξίσωση 3-26.  
Τελική  
διόρθωση της  
εκπομπής  
ουρανού με την  
νεφοκάλυψη.

Τελικώς η θερμοκρασία του ουρανού υπολογίζεται από την Εξίσωση 3-27 ως εξής,

$$T_{sky} = E_{sky}^{1/4} \cdot (T_{amb} + 273.13) - 273.13$$

Εξίσωση 3-27.  
Θερμοκρασία  
του ουρανού.

Όπου,

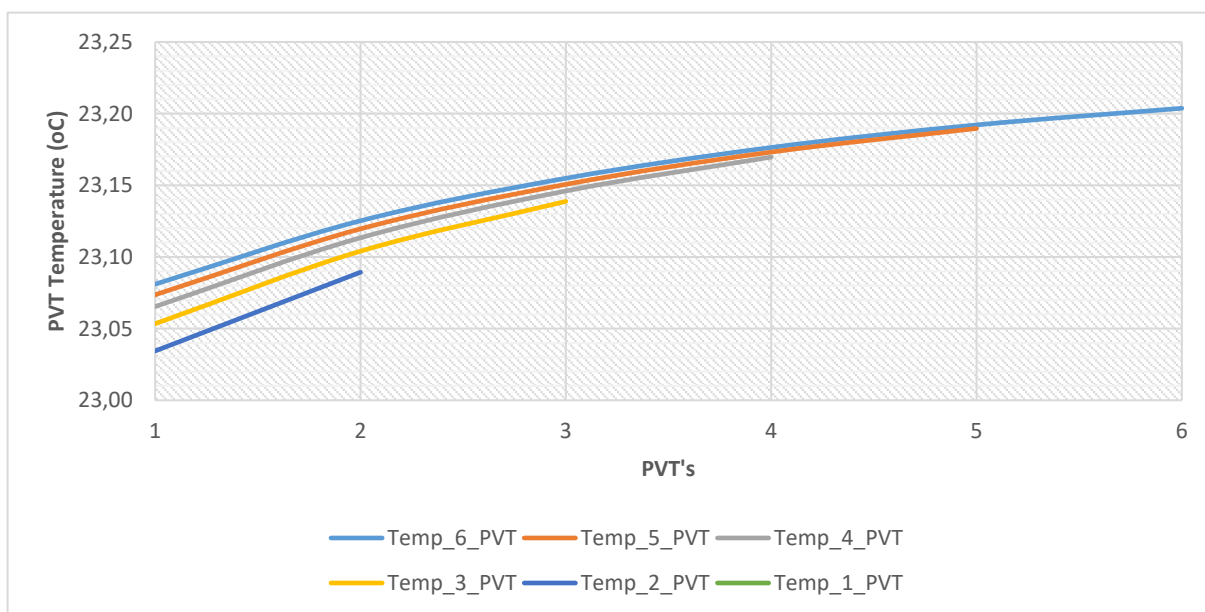
Πίνακας 3-13. Νομικλατούρα για το αρχείο καιρού.

	Μονάδες
$E_{o,sky}$ : Εκπομπή καθαρού ουρανού	%
$T_{dewpt}$ : Θερμοκρασία σημείου δρόσου	$^{\circ}C$
$Time$ : Ώρα του έτους (Προσομοίωσης)	hr
$Pressure$ : Ατμοσφαιρική πίεση	millibar
$E_{sky}$ : Εκπομπή ουρανού παρουσία σύννεφών	%
$f_{cloud}$ : Τμήμα ουρανού που καλύπτεται από νεφέλη	%
$T_{amb}$ : Ατμοσφαιρική θερμοκρασία	$^{\circ}C$

Περισσότερες πληροφορίες για το type μπορούν να βρεθούν στο Mathematical Reference του TRNSYS (S.A. Klein *et al.*, 2006).

### 3.3.13 Παραμετρική ανάλυση

Για την επιλογή του αριθμού των πλαισίων που θα τοποθετηθούν σε σειρά πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις για ένα πλήρες έτος ώστε να φανεί το σημείο κορεσμού, ή και stagnation, στο οποίο δεν υπάρχει πλέον σημαντική αύξηση θερμοκρασίας στην έξοδο.

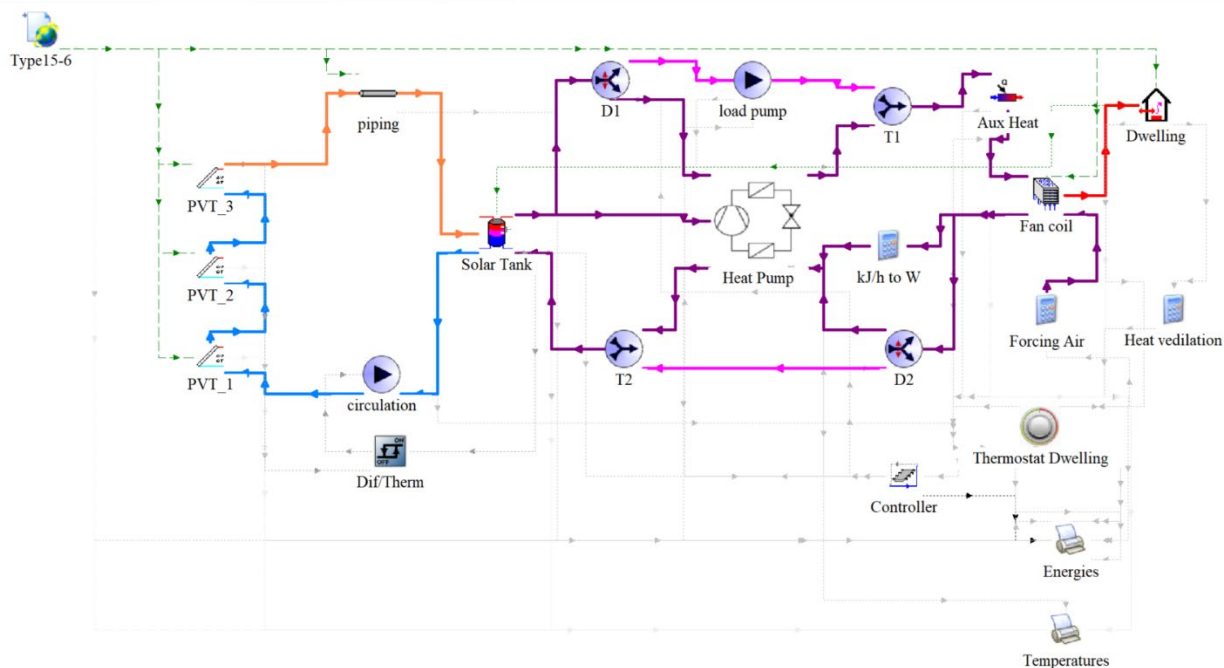


Διάγραμμα 3-3. Συμπεριφορά μέσης θερμοκρασίας εξόδου PVT ανά πλαίσιο.

Όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 3-3, το οποίο δείχνει την μέση θερμοκρασία εξόδου ανα πλαίσιο, δεν υπάρχει σημαντική αύξηση θερμοκρασίας από τα 4 πλαίσια σε σειρά και άνω, για τα μετεωρολογικά δεδομένα της A και της B κλιματικής ζώνης.

### 3.3.14 Τελικό μοντέλο

Το συνολικό διάγραμμα του κατασκευασμένου μοντέλου παρουσιάζεται στην Εικόνα 24. Χωρίζεται σε τρία διακριτά υποσυστήματα. Αρχικά υπάρχει το ηλιακό υποσύστημα, το οποίο είναι υπεύθυνο για την αξιοποίηση και αποθήκευση της ηλιακής ενέργειας. Αποτελείται από τα μετεωρολογικά δεδομένα, τα πλαίσια, τον κυκλοφορητή, τον θερμοστάτη, την δεξαμενή αποθήκευσης ενέργειας και τέλος τις σωληνώσεις αυτών. Έπειτα υπάρχει το υποσύστημα μεταφοράς θερμότητας που έχει τον ρόλο της μεταφοράς της θερμικής ενέργειας από το πρώτο υποσύστημα στο τελευταίο, που είναι αυτό της κατοικίας. Περιλαμβάνει το σύστημα συμπληρωματικής θερμότητας, μια αντλία, την αντλία θερμότητας, το Fan Coil και διαχωριστές/ανάμιξης που έχουν τον ρόλο της ένωσης ή του διαχωρισμού των ρευμάτων ανάλογα με το σήμα που παίρνουν από τον ελεγκτή (controller). Το τελευταίο υποσύστημα είναι αυτό της κατοικίας και αποτελείται από την ίδια, το Fan Coil, τον θερμοστάτη, ο οποίος σύμφωνα με την TOTEE (TEE, 2018) ενεργοποιείται για θερμοκρασίες μικρότερες των 20 °C, και τον ελεγκτή.



Εικόνα 3-8. Συνολικό διάγραμμα μοντέλου (Για τρεις συλλέκτες).

### 3.4 Δείκτες αξιολόγησης των ΗΒΑΘ

Στο παρόν υποκεφάλαιο της διπλωματικής εργασίας θα εισαχθούν ενεργειακοί δείκτες αξιολόγησης ώστε να κριθεί το υπό μελέτη σύστημα με αντίστοιχες μελέτες που έχουν λάβει μέρος σε πόλεις του εξωτερικού. Σημαντικό είναι να αναφερθεί ότι όλοι οι ενεργειακοί δείκτες έχουν υπολογιστεί με βάση τις ετήσιες ποσότητες ενέργειας και αντιπροσωπεύουν την ετήσια τιμή αυτών.

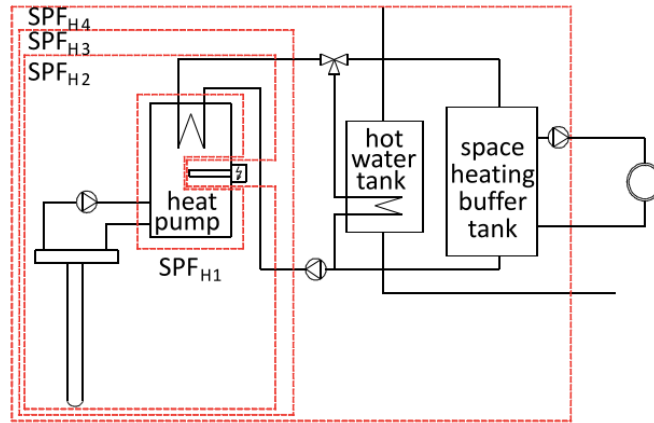
#### 3.4.1 Ενεργειακοί δείκτες

Σύμφωνα με (European Commission, 2013) και (Nordman *et al.*, 2010) για την ρεαλιστική αξιολόγηση εγκαταστάσεων χρησιμοποιείται το Seasonal Performance Factor (SPF), και συμπληρωματικά το Coefficient Of Performance (COP) που χρησιμοποιείται σε εργαστηριακούς χώρους. Δηλώνεται ότι το SPF είναι το σύνολο της ετήσιας ενέργειας που δίδεται στον χώρο προς την ηλεκτρική ενέργεια που απαιτείται ώστε να συμβεί αυτό προσθέτοντας επίσης την συμπληρωματική ενέργεια που απαιτήθηκε και εκφράζεται μέσα από την Εξίσωση 3-28.

$$SPF = \frac{\text{Παραγόμενη\_Θερμική\_Ενέργεια}}{\text{Απαιτούμενη\_Ηλεκτρική\_Ενέργεια} + \text{Συμπληρωματική\_Ενέργεια}}$$

Εξίσωση  
3-28.  
Seasonal  
Performance  
Factor.

Το πρόγραμμα SEPEMO (Nordman and Zottl, 2011) της ΕΕ χωρίζει το SPF σε 4 διαφορετικά επίπεδα, όπως φαίνονται στην Εικόνα 3-8.



Εικόνα 3-9. Τα διαφορετικά επίπεδα του SPF.

Το  $SPF_{H1}$  πλησιάζει τις τιμές που δίδονται από τους κατασκευαστές των ΑΘ, σύμφωνα με το πρότυπο EN15411 (Nordman *et al.*, 2011). Περιλαμβάνει την ηλεκτρική κατανάλωση της συσκευής μόνο και πιο συγκεκριμένα αυτήν του συμπιεστή, του ελέγχου και των αντλιών, εάν υπάρχουν.

Το  $SPF_{H2}$  προσθέτει στα παραπάνω τους κυκλοφορητές που απαιτούνται για την μεταφορά από και προς τις ΑΠΕ και το  $SPF_{H3}$  τον ηλεκτρισμό που απαιτήθηκε για την παραγωγή συμπληρωματικής ηλεκτρικής ενέργειας.

Στην παρούσα εργασία θα αξιολογηθεί το τέταρτο όριο  $SPF_{H4}$  λόγω του ότι δηλώνει πλήρως την σχέση της αποδιδόμενης θερμότητας από το σύστημα και την ηλεκτρική ισορροπία (παραγωγής – κατανάλωσης) αυτού. Δίδεται από την Εξίσωση 3-29,

$$SPF_{H4} = \frac{Q_{cond}}{E_{HP} + E_{parasitic} + E_{aux} - E_{PVT}}$$

Εξίσωση 3-29.  
Τέταρτο όριο  
SPF  
(Ενοποιημένος  
SPF).

$$SPF_{H4} = \frac{Q_{cond}}{E_{HP} + E_{parasitic} + E_{aux}}$$

Εξίσωση 3-30.  
Τέταρτο όριο  
SPF (Μη  
ενοποιημένος  
SPF).

Όπου,

Πίνακας 3-14. Νομικλατούρα για το SPF..

	Μονάδα
$Q_{cond}$ : Προσφερόμενη θερμότητα από τον συμπυκνωτή.	$kW$
$E_{HP}$ : Ηλεκτρική κατανάλωση ΑΘ.	$kW$
$E_{parasitic}$ : Ηλεκτρική κατανάλωση κυκλοφορητών.	$kW$
$E_{aux}$ : Ηλεκτρική κατανάλωση βοηθητικής θέρμανσης.	$kW$
$E_{PVT}$ : Ηλεκτρική παραγωγή από PVT	$kW$

Επίσης γίνεται διαχωρισμός ενοποιημένου και μη, SPF. Ο πρώτος διαφέρει στο ότι δεν περιλαμβάνει την ηλεκτρική παραγωγή των συλλεκτών στον παρονομαστή.

Επιπλέον θα χρησιμοποιηθεί και το Renewable Power Fraction (RPF) το οποίο εκφράζει την ηλεκτρική ενέργεια, αντίστοιχα Εξίσωση 3-31, που παράχθηκε από ΑΠΕ.

$$RPF = \frac{E_{PVT}}{E_{HP} + E_{parasitic} + E_{aux}}$$

Εξίσωση 3-31.  
Renewable  
Power  
Fraction.

Ένας ακόμα ενεργειακός δείκτης που θα χρησιμοποιηθεί είναι αυτός της ειδικής παραγωγικότητας (Specific Productivity – SP). Ο δείκτης αυτός δείχνει την ενεργειακή παραγωγή, τόσο ηλεκτρική, μέσω της Εξίσωση 3-33 όσο και θερμική, μέσα από την Εξίσωση 3-32, για κάθε τετραγωνικό μέτρο εγκατεστημένων PVT.

$$SP_{PVT\_Heat} = \frac{Q_{PVT\_i}}{A_{PVT}}$$

Εξίσωση 3-32.  
Ειδική θερμική  
παραγωγικότητα.

$$SP_{PVT\_El} = \frac{E_{PVT\_i}}{A_{PVT}}$$

Εξίσωση 3-33.  
Ειδική ηλεκτρική  
παραγωγικότητα.

Θα χρησιμοποιηθεί επίσης το Storage Capacity (SC) που δείχνει ουσιαστικά την αναλογία του όγκου της δεξαμενής προς την συνολική επιφάνεια των συλλεκτών για τις εξεταζόμενες περιπτώσεις μέσα από την Εξίσωση 3-34, (Sakellariou *et al.*, 2019). Για την καλύτερη εμφάνιση των δεδομένων χρησιμοποιείται ο αντίστροφος λόγος του SC αλλά αναφέρεται ως SC. Ο λόγος που θα χρησιμοποιηθεί είναι ώστε να εμφανιστούν τα αποτελέσματα του δείκτη RPF ανηγμένα σε αυτό με σκοπό την μελέτη της επίδρασης της δεξαμενής στο σύστημα. Στον Πίνακα 3-14, φαίνονται τα SC, σε αύξουσα σειρά, για τις διαφορετικές περιπτώσεις.

Πίνακας 3-15. Storage Capacity για τα εξεταζόμενα σενάρια.

Storage Capacity		Storage Capacity		Storage Capacity	
4_1.5	<b>5,00</b>	16_1.5	<b>20,01</b>	20_1.0	<b>37,52</b>
4_1.0	<b>7,50</b>	12_1.0	<b>22,51</b>	12_0.5	<b>45,02</b>
8_1.5	<b>10,01</b>	20_1.5	<b>25,01</b>	24_1.0	<b>45,02</b>
4_0.5	<b>15,01</b>	8_0.5	<b>30,02</b>	16_0.5	<b>60,03</b>
8_1.0	<b>15,01</b>	16_1.0	<b>30,02</b>	20_0.5	<b>75,04</b>
12_1.5	<b>15,01</b>	24_1.5	<b>30,02</b>	24_0.5	<b>90,05</b>

$$SC = \frac{PVT\_i \cdot A_{PVT}}{Storage\_Volume}$$

Εξίσωση  
3-34.  
Storage  
Capacity.

Όπου το  $PVT\_i$  αναφέρεται στον συνολικό αριθμό των PVT πλαισίων, το  $Storage\_Volume$  στον όγκο της ηλιακής δεξαμενής, και το  $A_{PVT}$  στην επιφάνεια που καλύπτουν τα πλαίσια αυτά.

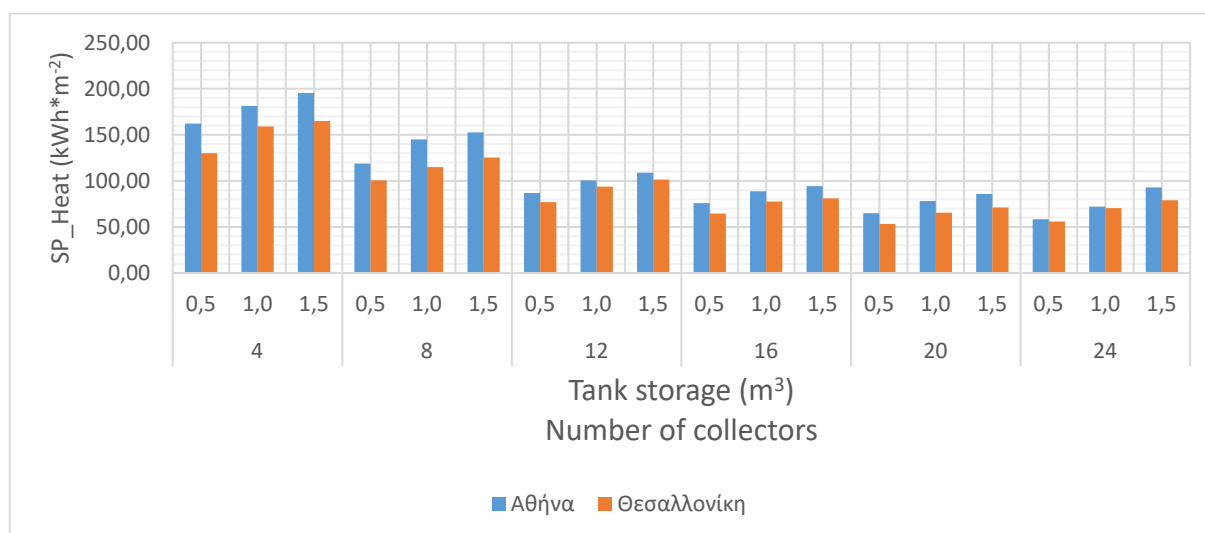
## 4 Αποτελέσματα και σχολιασμός

Στην συγκεκριμένη ενότητα θα παρουσιαστούν γραφικά, για την καλύτερη κατανόηση, τα αποτελέσματα που δόθηκαν από το TRNSYS στο τέλος των προσομοιώσεων. Επίσης θα αναλυθούν και θα συγκριθούν με την βιβλιογραφία ώστε να υπάρξει σημείο αναφοράς και σύγκρισης.

Σημασία έχει να αναφερθεί ο ρόλος που θα έχει το κλίμα στην παρούσα μελέτη. Όπως φαίνεται από τα παρακάτω, το εξεταζόμενο σύστημα ΗΑΘ απέδωσε διαφορετικά και έδωσε διαφορετικά αποτελέσματα. Φαίνεται στον πίνακα τον συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων, Πίνακας 5-1, η μελέτη σε διαφορετικές περιοχές θα δώσει διαφορετικό βέλτιστο σύστημα και αυτό οφείλεται στο ότι διαφορετικές καιρικές συνθήκες θα επηρεάσουν διαφορετικά την ΗΑΘ που μελετάται.

### 4.1 Ειδική παραγωγικότητα

Μέσω των προσομοιώσεων που διεξήχθησαν, υπολογίστηκε η ειδική παραγωγικότητα των φωτοβολταϊκών/θερμικών πλαισίων και τα αποτελέσματα αποτυπώνονται στο Διάγραμμα 4-1, για την Εξίσωση 3-32 και στο Διάγραμμα 4-2, για την Εξίσωση 3-33 αντίστοιχα.



Διάγραμμα 4-1. Ειδική θερμική παραγωγικότητα PVT για τις υπό μελέτη περιοχές (Αθήνα και Θεσσαλονίκη).

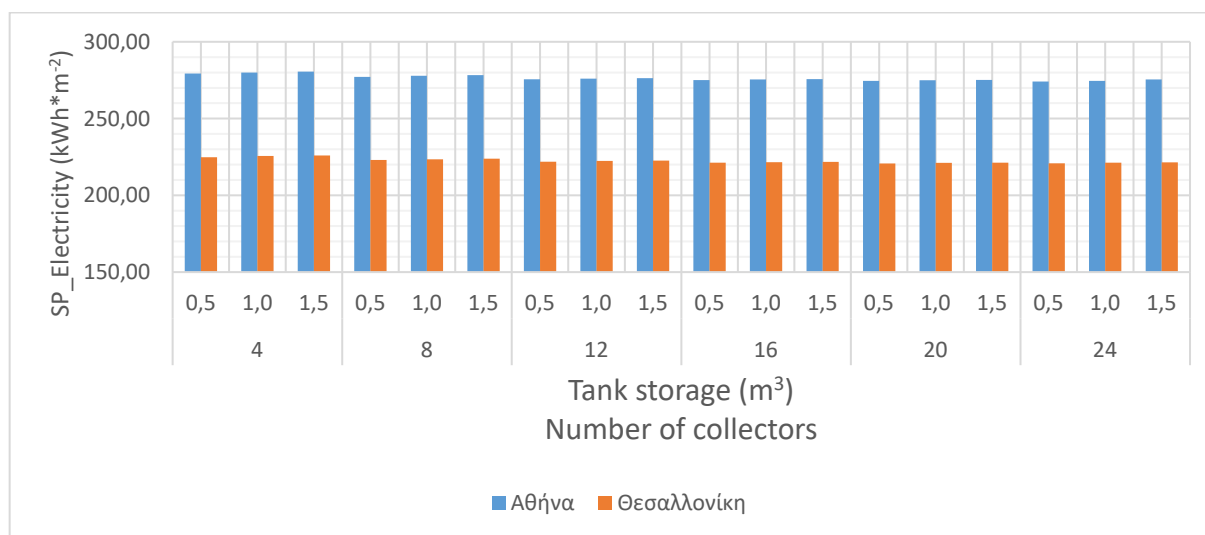
Στο Διάγραμμα 4-1 παρατηρούνται κάποια μοτίβα. Αρχικά παρατηρείται ότι για όλες τις περιπτώσεις, σε διαφορετικό βαθμό για κάθε συνδυασμό συλλέκτη, όσο αυξάνεται ο όγκος της δεξαμενής, τόσο αυξάνεται και η ειδική θερμική παραγωγικότητα. Αυτό είναι αναμενόμενο γιατί όσο αυξάνεται ο όγκος της δεξαμενής μειώνεται η θερμοκρασία του νερού που περιέχει και κατ' επέκταση η θερμοκρασία που εισέρχεται στον συλλέκτη, οδηγώντας έτσι σε μεγαλύτερη ειδική θερμική παραγωγικότητα λόγω της αύξησης του βαθμού απόδοσης του συλλέκτη.

Στους συνδυασμούς συλλεκτών 12 και άνω φαίνεται ότι η αύξηση του όγκου της δεξαμενής έχει ολοένα και μικρότερη επιρροή. Με τους περισσότερους συλλέκτες υπάρχει πιο γρήγορη αύξηση της θερμοκρασίας εντός της δεξαμενής και υπάρχει πιο συχνά η απαιτούμενη θερμοκρασία για θέρμανση του χώρου. Συνεπώς ο κυκλοφορητής που αναφέρθηκε στο 3.3 λειτουργεί λιγότερο συχνά, χρησιμοποιώντας λιγότερη από την θερμοκρασία που παράγεται, άρα και μειώνοντας την ειδική θερμική παραγωγικότητα.

Από τα αποτελέσματα φαίνεται ότι υπάρχει διαφορά της θερμικής παραγωγικότητας για την Αθήνα και για την Θεσσαλονίκη. Πιο συγκεκριμένα φαίνεται ότι οι συνδυασμοί με τους λιγότερους συλλέκτες εμφανίζουν την μέγιστη διαφορά οι οποία είναι οι  $32.10 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$ . Για αυτήν την διαφορά οφείλεται η διαφορά της ηλιακής ακτινοβολίας των περιοχών, όπως αυτή φαίνεται στο Διάγραμμα 3-1 και Διάγραμμα 3-2 και η κλίση του συλλέκτη καθώς έχει φανεί (Sakellariou *et al.*, 2019), ότι η βέλτιστη γωνία για τις ειδικές παραγωγικότητες στην Ελλάδα είναι η  $50^\circ$ . Η μείωση της διακύμανσης οφείλεται στην αύξηση του όγκου της δεξαμενής όπως αυτός αναφέρθηκε προηγουμένως.

Η μέγιστη τιμή θερμικής παραγωγικότητας για την Αθήνα είναι τα  $195.33 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$  ενώ για την Θεσσαλονίκη τα  $164.99 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$ . Αντίστοιχα το ελάχιστο της Β κλιματικής ζώνης είναι τα  $58.28 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$  και της Γ ζώνης τα  $53.21 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$ .

Τέλος από το Διάγραμμα 4-1 βλέπουμε ότι για συνδυασμούς συλλεκτών άνω των 12 το σύστημα συμπεριφέρεται, από άποψη ειδικής θερμικής παραγωγικότητας, αρκετά παρόμοια ανεξάρτητα από την κλιματική ζώνη την οποία βρίσκεται.



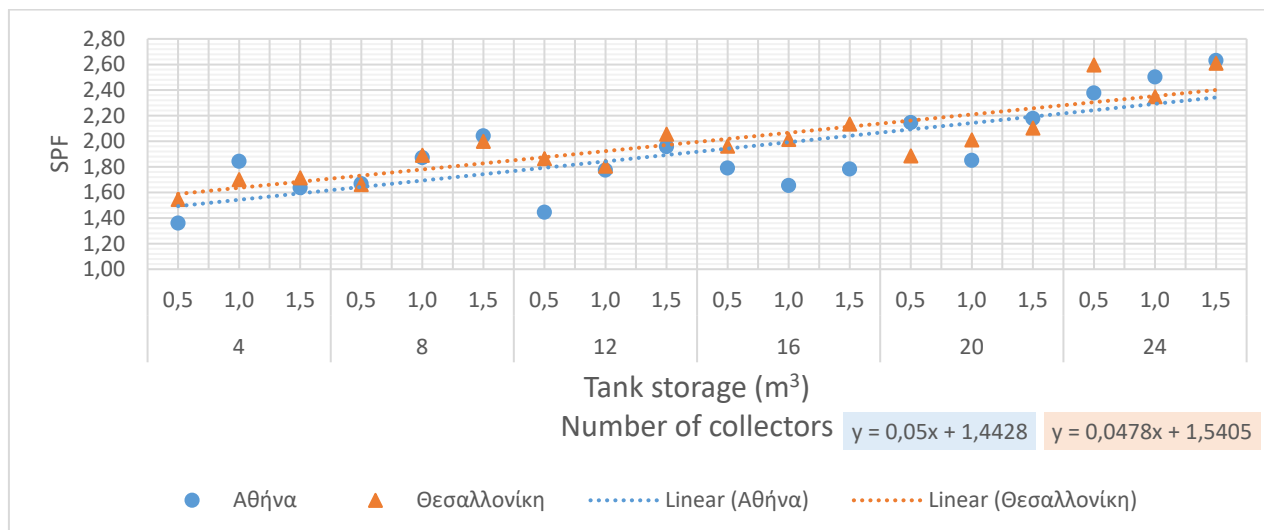
Διάγραμμα 4-2. Ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα PVT για τις υπό μελέτη περιοχές (Αθήνα και Θεσσαλονίκη)

Στο Διάγραμμα 4-2 φαίνεται ότι ο όγκος της δεξαμενής έχει μικρή επιρροή στην ηλεκτροπαραγωγή των PVT. Αυτή η συμπεριφορά είναι αναμενόμενη και βρίσκεται στο ότι για μεγαλύτερους συνδυασμούς συλλεκτών λειτουργεί λιγότερο συχνά ο κυκλοφορητής, αυξάνοντας την θερμοκρασία των κυψελών του PVT, μειώνοντας την απόδοση αυτών και κατ' επέκταση της ειδικής ηλεκτρικής παραγωγικότητας των πλαισίων.

Η μέγιστη τιμή ηλεκτροπαραγωγής για την Αθήνα είναι τα  $280.56 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$  ενώ για την Θεσσαλονίκη τα  $225.93 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$ . Αντίστοιχα το ελάχιστο της πρώτης είναι τα  $225.93 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$  και της τελευταίας τα  $220.71 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$ . Φαίνεται και σε αυτό το διάγραμμα διαφορά ανάμεσα στην ειδική παραγωγικότητα των δύο κλιματικών ζωνών και οφείλεται και αυτή στους λόγους που αναφέρθηκαν για την ειδική θερμική παραγωγικότητα. Η μέγιστη διαφορά ανάμεσα στην Αθήνα και την Θεσσαλονίκη παρατηρήθηκε στις

## 4.2 Seasonal Performance Factor – Coefficient of Performance

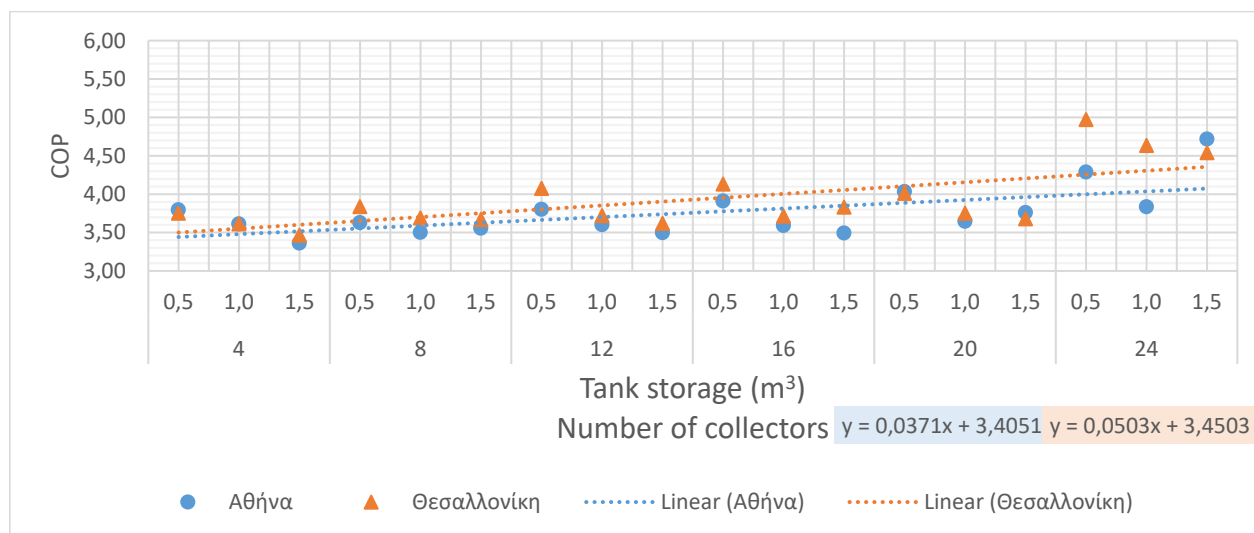
Η ανάλυση των αποτελεσμάτων που αφορά τον μη ενοποιημένο (βλ. ενότητα 3.4.1) δείκτη SPF, από την Εξίσωση 3-30, φαίνεται γραφικά στο Διάγραμμα 4-3.



Διάγραμμα 4-3. SPF για τις υπό μελέτη περιοχές. (Αθήνα και Θεσσαλονίκη)

Ο ενοποιημένος SPF, ο οποίος αφορά την Εξίσωση 3-29, δεν εμφανίζεται γραφικά καθώς η παραγόμενη από PVT ηλεκτρική ενέργεια είναι μεγαλύτερη από το άθροισμα την ηλεκτρικής κατανάλωσης της ΑΘ σε όλα τα εξεταζόμενα σενάρια, της κατανάλωσης των κυκλοφορητών και της ηλεκτρικής κατανάλωσης βοηθητικής θέρμανσης. Φαίνεται δηλαδή ότι το σύστημα παράγει περισσότερο ηλεκτρισμό από ότι χρειάζεται, καθιστώντας το αυτοσυντηρούμενο. Αυτό το θετικό ισοζύγιο συμβαίνει γιατί, όπως δείχνει η γραμμή τάσης και ο Πίνακας 4-1, περισσότερα πλαίσια ισούνται με μεγαλύτερη ηλεκτροπαραγωγή και αντίστοιχα με μεγαλύτερο αριθμητή στην Εξίσωση 3-30, ενώ ο παρονομαστής δεν αυξάνεται εξίσου με άμεσο αποτέλεσμα να είναι η γραμμική αύξηση του SPF με την προσθήκη παραπάνω συστοιχιών πλαισίων.

Με στόχο να εξάγουμε χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με την ΑΘ, στο Διάγραμμα 4-4, παρουσιάζεται το COP για τα σενάρια που εξετάστηκαν.



Διάγραμμα 4-4. COP της ΑΘ για τις υπο μελέτη περιοχές. (Αθήνα και Θεσσαλονίκη)

Συγκρίνοντας το Διάγραμμα 4-4 με τα Διάγραμμα 2-1 και Διάγραμμα 2-2 του 2 παρατηρούμε ότι οι τιμές του συντελεστή απόδοσης COP είναι εντός του εύρους της παγκόσμιας βιβλιογραφίας, με το 66% των τιμών παγκοσμίως να κυμαίνεται από 2.98 έως και 5.03. Γραφικά απεικονίζεται αυτό στο Διάγραμμα 2-4.



Όμοια συμπεριφορά φαίνεται και σε αυτές τις γραμμές τάσεις. Το SPF και το COP φαίνεται να έχουν υψηλότερες τιμές για την περιοχή της Θεσσαλονίκης.

### 4.3 Renewable Power Fraction

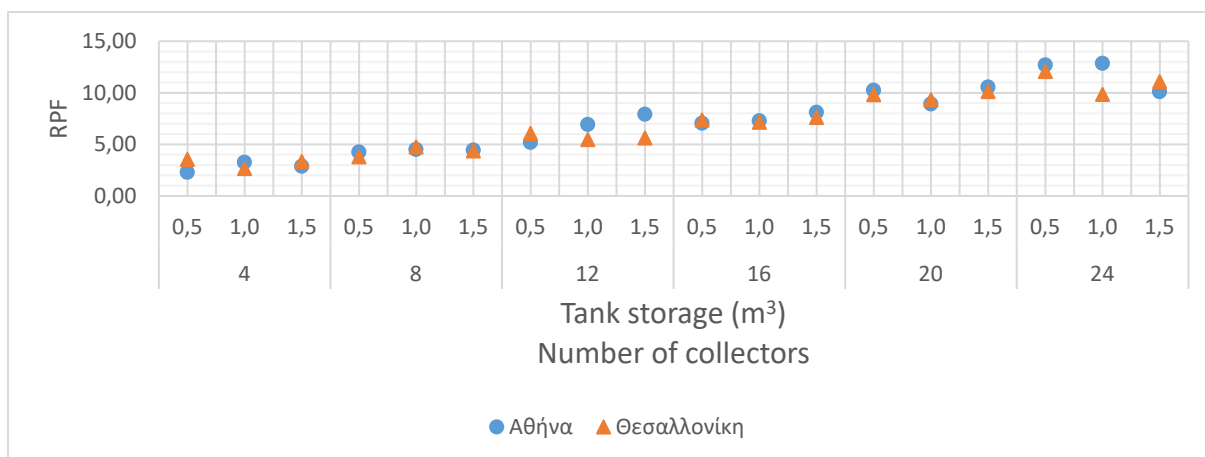
Αρχικά, για την κατανόηση του RPF σημασία έχει η ανάλυση του ενεργειακού μείγματος ηλεκτρικής ισχύος. Για αυτό η ηλεκτρική ενέργεια που παρήχθη από τα PVT, η ηλεκτρική κατανάλωση της ΑΘ, η ηλεκτρική κατανάλωση των κυκλοφορητών (παρασιτική ενέργεια) και η συμπληρωματική ηλεκτρική ενέργεια φαίνονται στον Πίνακας 4-1.

Πίνακας 4-1. Πίνακας ηλεκτρικού μείγματος.

PVT_i	H_Stor_m^3	E_PVT	Αθήνα			Θεσσαλονίκη			
			E_HP	E_parasitic	E_aux	E_PVT	HP_E	E_parasitic	E_aux
4	0,5	2095,90	271,33	20,98	441,05	1686,82	165,40	21,90	194,12
	1,0	2101,15	274,27	20,68	220,54	1693,11	249,39	22,14	238,59
	1,5	2105,35	294,11	21,17	268,76	1695,39	209,87	22,21	174,00
8	0,5	4159,06	372,77	20,85	387,97	3346,81	315,75	21,30	367,67
	1,0	4170,66	412,51	20,98	305,98	3353,56	301,35	21,78	241,85
	1,5	4176,47	448,46	20,98	282,00	3359,19	347,73	22,50	245,60
12	0,5	6204,19	378,28	27,64	549,76	4995,04	314,68	28,40	316,24
	1,0	6212,65	365,83	27,91	322,91	5006,87	368,61	30,06	334,10
	1,5	6221,20	367,09	28,38	233,31	5012,11	418,05	30,32	264,00
16	0,5	8256,56	448,34	33,76	453,90	6640,82	358,74	36,42	326,49
	1,0	8269,88	435,83	35,23	437,82	6652,03	416,35	36,70	291,23
	1,5	8274,24	432,65	35,23	348,33	6657,34	405,71	36,90	257,79
20	0,5	10300,47	447,77	39,89	316,36	8281,12	330,86	40,99	303,57
	1,0	10316,72	487,03	40,56	398,33	8296,73	395,55	42,99	272,06
	1,5	10324,02	472,26	40,32	269,63	8302,89	389,45	44,49	221,81
24	0,5	12343,06	450,99	44,35	282,39	9945,11	351,77	53,70	254,14
	1,0	12363,09	522,48	46,23	200,22	9963,22	416,81	55,22	337,15
	1,5	12402,87	555,73	50,64	375,23	12402,87	555,73	54,72	283,99

Από τον πίνακα ηλεκτρικού μείγματος φαίνεται η συμπεριφορά των επί μέρους του δείκτη RPF και καθιστούν την κρίση αυτού πιο εύκολη. Πιο συγκεκριμένα φαίνεται ότι ενώ η ηλεκτροπαραγωγή των συλλεκτών αυξάνεται έντονα με την προσθήκη παράλληλων συστοιχιών PVT, τα αντίστοιχα μεγέθη του παρονομαστή από την Εξίσωση 3-31 δεν αυξάνονται εξίσου.

Επίσης φαίνεται ότι η παρασιτική ενέργεια είναι σχεδόν ίση, για όλες τις περιπτώσεις, με αυτήν που απαιτεί η ΗΑΘ για να λειτουργήσει. Αυτό οφείλεται στην περιορισμένη θερμοχωρητικότητα που μπορούν να προσφέρουν οι ηλιακές δεξαμενές και φαίνεται ότι για τα πρώτα σενάρια όσο αυξάνεται ο όγκος της δεξαμενής τόσο μειώνεται η συμπληρωματική θερμική ενέργεια που χρειάζεται. Τέλος παρατηρείται ότι στους μεγαλύτερους συνδυασμούς πλαισίων η επιρροή του όγκου της δεξαμενής δεν είναι εξίσου δραστική, γεγονός που επιβεβαιώνει ότι οι δεξαμενές περιορίζονται στην θερμική ενέργεια που μπορούν να αποθηκεύσουν.



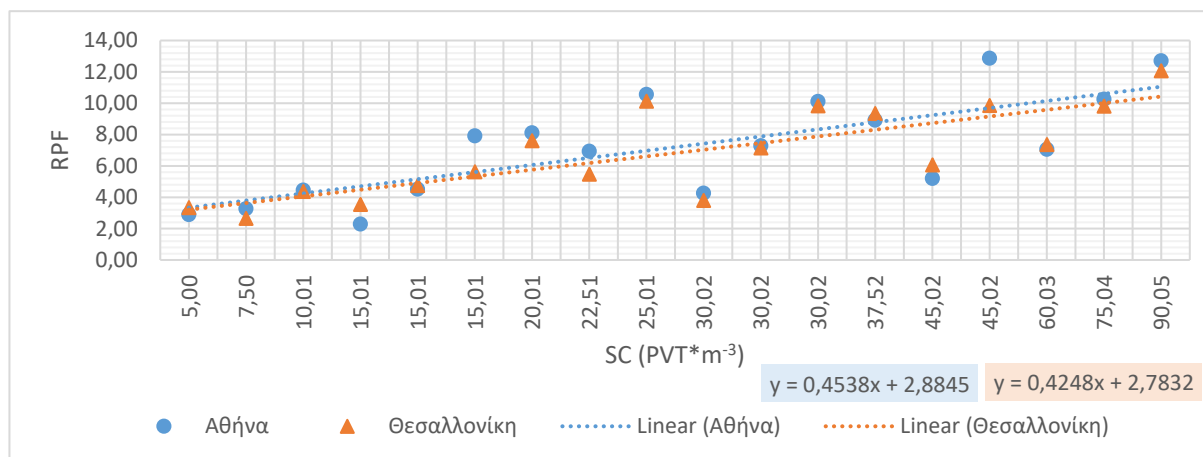
Διάγραμμα 4-5. RPF για τις υπο μελέτη περιοχές. (Αθήνα και Θεσσαλονίκη)

Το Διάγραμμα 4-7 δείχνει το RPF να αυξάνεται όσο προστίθενται συστοιχίες PVT και αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι περισσότερα πλαίσια παράγουν περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια, όπως δείχνει ο Πίνακας 4-1, η οποία είναι δυσανάλογα μεγαλύτερη των καταναλώσεων που βρίσκονται στον παρονομαστή από την Εξίσωση 3-31. Η διακύμανση που παρατηρείται στον RPF οφείλεται στην διακύμανση των επί μέρους μεγεθών που αναφέρθηκαν στην αρχή της ενότητας.

Για την Β κλιματική ζώνη παρατηρείται ελάχιστη τιμή RPF στο 2.29 και μέγιστη στα 12.86. Τα αντίστοιχα μεγέθη για την Γ κλιματική ζώνη είναι η ελάχιστη τιμή στο 2.66 και η μέγιστη στο 12.06. Και αυτός ο δείκτης φαίνεται να ευνοεί την Αθήνα λόγω του κλίματος της.

#### 4.4 Storage Capacity

Παρακάτω, στο Διάγραμμα 4-8, φαίνεται ο δείκτης RPF, της ενότητας 4.3, ανηγμένος στον δείκτη storage capacity, που αναφέρθηκε στην ενότητα 3.3.



Διάγραμμα 4-6. RPF ανηγμένο στο SC.

Στον Storage Capacity επιβεβαιώνεται, στο Διάγραμμα 4-7, ότι ο μεγαλύτερος συνδυασμός συλλεκτών είναι αυτός που θα φέρει τα βέλτιστα αποτελέσματα. Φαίνεται επίσης ότι οι μικρές σε όγκο δεξαμενές αποδίδουν καλύτερα. Επίσης γνωρίζοντας ότι με το RPF μπορούμε να έχουμε την συνολική εικόνα, καθώς μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την σύγκριση ενεργειακής απόδοσης μεταξύ διαφορετικών τοπολογιών (Sakellariou and Axaoroulos, 2020), μπορούμε να πούμε ότι ο συνδυασμός πολλών συστοιχιών PVT με μικρή σε όγκο ηλιακή δεξαμενή αισθητής θερμότητας είναι που προσφέρει τα καλύτερα αποτελέσματα.

## 5 Συμπεράσματα

Το θέμα της παρούσας διπλωματικής εργασίας προέκυψε έπειτα από συζήτηση και έρευνα με τον κ. Σακελλαρίου. Ο λόγος αυτής είναι η ανάγκη της αξιοποίησης της τεχνολογίας των ΗΑΘ στην Ελλάδα, αφού υπάρχει αρκετή ηλιακή ακτινοβολία και ευνοϊκό κλίμα, και αφού αυτή η τεχνολογία είναι, όπως έχει φανεί, ενεργειακά αποδοτική.

Πραγματοποιήθηκε ενεργειακή αξιολόγηση ηλιοβοηθούμενης αντλίας θερμότητας με φωτοβολταϊκούς – θερμικούς συλλέκτες (PVT) για μικρού μεγέθους κατοικίες, εγκατεστημένες στην Αθήνα και στην Θεσσαλονίκη, Β και Γ κλιματική ζώνη της Ελλάδας, αντίστοιχα.

Μέσα από την επιστημονική ανασκόπηση, στο κεφάλαιο 2, που πραγματοποιήθηκε επιλέχθηκε η τοπολογία της άμεσης εκτόνωσης καθώς αυτή φάνηκε να είναι η πιο αποδοτική για κλίματα παρόμοια με αυτό της Ελλάδας. Έπειτα βρέθηκαν και τα φύλλα δεδομένων που ήταν απαραίτητα για την μεταφορά του συστήματος από την φυσική του υπόσταση σε αυτήν που θα είχε εντός του προγράμματος TRNSYS. Το μαθηματικό μοντέλο του συστήματος κατασκευάστηκε στο TRNSYS με σκοπό την παραμετρική ανάλυση ώστε να γίνει η βέλτιστη, ενεργειακά, διαστασιολόγηση του συστήματος μεταβάλλοντας τον αριθμό των παράλληλα συνδεδεμένων πλαισίων. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις προσομοιώσεις συγκρίθηκαν με την παγκόσμια βιβλιογραφία με την χρήση ενεργειακών δεικτών.

### 5.1 Ειδική θερμικής παραγωγικότητα

Υπολογίστηκε η ειδική θερμική παραγωγικότητα των PVT πλαισίων για τις δύο περιοχές της Ελλάδας. Για την Αθήνα η ελάχιστη ήταν αυτή των  $58.28 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$  για τον συνδυασμό των 24 συλλεκτών και τις δεξαμενής των 0.5 κυβικών και η μέγιστη ήταν αυτή των  $195.33 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$  για τον συνδυασμό των 4 συλλεκτών και της δεξαμενής 1.5 κυβικού. Για την Θεσσαλονίκη τα νούμερα ήταν  $53.21 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$  για τους 20 συλλέκτες και την δεξαμενή των 0.5 κυβικών, και  $164.99 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$  για τους 4 συλλέκτες και την δεξαμενή 1.5 κυβικών, αντίστοιχα.

### 5.2 Ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα

Υπολογίστηκε η ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα των PVT πλαισίων για τις υπό μελέτη περιοχές. Για την Αθήνα η ελάχιστη ήταν αυτή των  $274.14 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$  για τους 24 συλλέκτες και για την δεξαμενή των 0.5 κυβικών και η μέγιστη των  $280.56 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$  για τους 4 συλλέκτες και για την δεξαμενή των 0.5 κυβικών. Για την Θεσσαλονίκη η ελάχιστη ήταν  $220.71 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$  για τους 20 συλλέκτες και την δεξαμενή των 0.5 κυβικών και η μέγιστη ήταν  $225.93 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$  για τους 4 συλλέκτες και την δεξαμενή των 1.5 κυβικών.

### 5.3 Renewable Power Fraction

Σχετικά με τον δείκτη Renewable Power Fraction. Για την Αθήνα έδειξε στο ελάχιστο του 2.29 και 2.1 MWh παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας για 4 συλλέκτες και δεξαμενή 0.5 κυβικών ενώ στο μέγιστο του έδειξε 12.86 και 12.4 MWh συνολικά παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας για 24 συλλέκτες και δεξαμενή 1.0 κυβικού. Παρόμοια για την Θεσσαλονίκη βρέθηκε το ελάχιστο στον συνδυασμό των 4 συλλεκτών και την δεξαμενή του 1.0 κυβικού με 2.66 και 1,7 MWh ηλεκτρικά παραγόμενης ενέργειας. Το μέγιστο ήταν στον συνδυασμό των 24 συλλεκτών και την δεξαμενή των 0.5 κυβικών με 12.06 MWh παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας.

### 5.4 Seasonal Performance Factor

Υπολογίστηκε ο δείκτης Seasonal Performance Factor για τις δύο κλιματικές ζώνες. Για την Β ζώνη βρέθηκε ελάχιστο το 1.36 για 4 πλαίσια και δεξαμενή 0.5 κυβικών και μέγιστο 2.63 για τους 24 συλλέκτες και την δεξαμενή 1.5 κυβικών. Στην Γ ζώνη βρέθηκε ελάχιστο για τον συνδυασμό των 4 συλλεκτών και της δεξαμενής των 0.5 κυβικών το 1.54 και μέγιστο για τον συνδυασμό των 24 πλαισίων και την δεξαμενή των 1.5 κυβικών το 2.61.

## 5.5 Coefficient of Performance

Επίσης το Coefficient of Performance υπολογίστηκε για την Β και την Γ ζώνη. Για την πρώτη είχε ελάχιστο το 3.36 και μέγιστο το 4.72 για τους συνδυασμούς των 4 συλλεκτών, δεξαμενής 1.5 κυβικών και 24 συλλεκτών, δεξαμενής 1.5 κυβικών, αντίστοιχα. Για την Γ ζώνη εμφανίστηκε ελάχιστο το 3.47 για τον συνδυασμό των 4 συλλεκτών και δεξαμενής 1.5 κυβικών και μέγιστο το 4.97 για τους 24 συλλέκτες και δεξαμενή όγκου 0.5 κυβικών.

## 5.6 Τελικά συμπεράσματα και σχολιασμός

Φάνηκε ότι οι συνδυασμοί που είχαν μεγαλύτερη δεξαμενή είχαν μεγαλύτερα SPF, COP και RPF ενώ οι μικρές δεξαμενές απέδωσαν καλύτερα στην ειδική θερμική και ηλεκτρική παραγωγικότητα των PVT πλαισίων.

Συμπεραίνεται επομένως, από τις ειδικές παραγωγικότητες, ότι οι πιο παραγωγικές λύσεις είναι αυτές των ελάχιστων συλλεκτών με δεξαμενή είτε των 0.5 κυβικών είτε των 1.5 κυβικών. Από άποψη μέγιστης ενεργειακής απόδοσης, εμφανώς, οι επιλεχθέντες λύσεις είναι αυτές των 24 πλαισίων με δεξαμενές παρόμοιες με τις λύσεις που αναφέρθηκαν προηγουμένως. Εφόσον το σύστημα είναι αυτοσυντηρούμενο ακόμα από τους 4 συλλέκτες ο λόγος προσθήκης περισσότερων συστοιχιών έγκειται στην κάλυψη και των ηλεκτρικών αναγκών της κατοικίας ή ακόμα και στην πώληση της πλεονάζουσας ηλεκτρικής ενέργειας για τα συστήματα των 20 και 24 συλλεκτών.

Για την διευκόλυνση της σύγκρισης των λύσεων παρατίθενται τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα των πιο ελκυστικών παρακάτω, στον Πίνακα 5-1.

Πίνακας 5-1. Συγκεντρωτικά αποτελέσματα.

Εξεταζόμενη περίπτωση	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
4 συλλέκτες, 1.5 m <sup>3</sup>	Μέγιστη ειδική ηλεκτρική και θερμική παραγωγικότητα για Αθήνα και Θεσσαλονίκη	Ελάχιστο COP της ΑΘ για την Αθήνα και την Θεσσαλονίκη
24 συλλέκτες, 0.5 m <sup>3</sup>	Μέγιστο RPF για την Θεσσαλονίκη Μέγιστο COP ΑΘ για την Θεσσαλονίκη	Ελάχιστη ειδική ηλεκτρική παραγωγικότητα για την Αθήνα
24 συλλέκτες, 1.0 m <sup>3</sup>	Μέγιστο RPF για την Αθήνα	
24 συλλέκτες, 1.5 m <sup>3</sup>	Μέγιστο SPF για την Αθήνα και την Θεσσαλονίκη Μέγιστο COP ΑΘ για την Αθήνα	

## **5.7 Μελλοντική έρευνα**

Η μελλοντική έρευνα που προτείνεται χωρίζεται σε διαφορετικά επίπεδα. Αρχικά θα ήταν ωφέλιμο να εξερευνηθούν, επίσης με προσομοιώσεις, όλες οι κλιματικές ζώνες της Ελλάδας και οι διαφορετικές τοπολογίες. Με αυτόν τον τρόπο θα μπορέσει να φανεί η επίδραση της επιλογής αυτής και η απόδοση του συστήματος σε πιο ευνοϊκά και δυσχερέστερα κλίματα. Έπειτα σημαντικό είναι να εφαρμοστεί η παραπάνω έρευνα και με πειραματική διάταξη ώστε να υπάρξουν πραγματικά δεδομένα για την ολοκληρωμένη μελέτη του συστήματος και την συμπεριφορά του. Τέλος σημασία έχει να γίνει περιβαλλοντική και οικονομική εμβάθυνση στο θέμα με σκοπό την πολύπλευρη ανάλυση αυτού και την βελτιστοποίηση του.

## Βιβλιογραφία

- Ammar, A. A. *et al.* (2018) ‘Performance study on photovoltaic/thermal solar-assisted heat pump system’, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry 2018 136:1*, 136(1), pp. 79–87. doi: 10.1007/S10973-018-7741-6.
- Amo, A. *et al.* (2019) ‘Performance analysis and experimental validation of a solar-assisted heat pump fed by photovoltaic-thermal collectors’, *Energy*, 169, pp. 1214–1223. doi: 10.1016/j.energy.2018.12.117.
- Aste, N. *et al.* (2015) ‘Energy and economic assessment of a hybrid Solar Assisted Heat Pump system’, *5th International Conference on Clean Electrical Power: Renewable Energy Resources Impact, ICCEP 2015*, pp. 110–114. doi: 10.1109/ICCEP.2015.7177609.
- Badiei, A. *et al.* (2020) ‘A chronological review of advances in solar assisted heat pump technology in 21st century’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. doi: 10.1016/j.rser.2020.110132.
- Bai, Y. *et al.* (2012) ‘Analysis of a hybrid PV/thermal solar-assisted heat pump system for sports center water heating application’, *International Journal of Photoenergy*, 2012. doi: 10.1155/2012/265838.
- Bakker, M. *et al.* (2005) ‘Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump’, *Solar Energy*, 78(2), pp. 331–339. doi: 10.1016/J.SOLENER.2004.09.019.
- Besagni, G. *et al.* (2019) ‘Field study of a novel solar-assisted dual-source multifunctional heat pump’, *Renewable Energy*, 132, pp. 1185–1215. doi: 10.1016/J.RENENE.2018.08.076.
- Bliss, R. W. (1959) ‘The derivations of several “Plate-efficiency factors” useful in the design of flat-plate solar heat collectors’, *Solar Energy*, 3(4), pp. 55–64. doi: 10.1016/0038-092X(59)90006-4.
- Braun, R. *et al.* (2020) ‘System design and feasibility of trigeneration systems with hybrid photovoltaic-thermal (PVT) collectors for zero energy office buildings in different climates’, *Solar Energy*, 196, pp. 39–48. doi: 10.1016/J.SOLENER.2019.12.005.
- Buker, M. S. and Riffat, S. B. (2016) ‘Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 399–413. doi: 10.1016/j.rser.2015.10.157.
- Cai, J. *et al.* (2017) ‘A novel PV/T-air dual source heat pump water heater system: Dynamic simulation and performance characterization’, *Energy Conversion and Management*, 148, pp. 635–645. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2017.06.036.
- Calise, F. *et al.* (2016) ‘A novel solar-assisted heat pump driven by photovoltaic/thermal collectors: Dynamic simulation and thermoeconomic optimization’, *Energy*, 95, pp. 346–366. doi: 10.1016/j.energy.2015.11.071.
- Carrier (2022) *30RQV - AquaSnap® - Air-cooled chiller & reversible air to water heat pump*. Available at: <https://www.carrier.com/commercial/en/uk/products/heating-air-conditioning/air-to-water-heat-pumps/30rqv/> (Accessed: 13 March 2022).
- Chen, H. *et al.* (2017) ‘Performance study of heat-pipe solar photovoltaic/thermal heat pump system’, *Applied Energy*, 190, pp. 960–980. doi: 10.1016/J.APENERGY.2016.12.145.
- Chow, T. T. (2010) ‘A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology’, *Applied Energy*, pp. 365–379. doi: 10.1016/j.apenergy.2009.06.037.
- Cui, Y. *et al.* (2020) ‘Energy performance and life cycle cost assessments of a photovoltaic/thermal assisted heat pump system’, *Energy*, 206, p. 118108. doi: 10.1016/J.ENERGY.2020.118108.
- Dannemand, M., Perers, B. and Furbo, S. (2019) ‘Performance of a demonstration solar PVT assisted heat pump system with cold buffer storage and domestic hot water storage tanks’, *Energy and Buildings*, 188–189, pp. 46–57. doi: 10.1016/J.ENBUILD.2018.12.042.
- David, A. *et al.* (2017) ‘Heat Roadmap Europe: Large-scale electric heat pumps in district heating systems’, *Energies*. doi: 10.3390/en10040578.

Dual Sun (2022) *Recyclable panel D SPRING 400 Shingle Black-v1.4*.

Duffie, J. A., Beckman, W. A. and Blair, N. (2020) ‘Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind’, p. 931.

EERE, E. G. O. of E. E. & R. E. (2022) ‘Geothermal Heat Pumps | Department of Energy’, *Energy.gov*. Available at: <https://www.energy.gov/energysaver/geothermal-heat-pumps> (Accessed: 13 March 2022).

European Commission (2013) ‘Decision of 1 March 2013 (2013/114/EU) establishing the guidelines for Member States on calculating renewable energy from heat pumps from different heat pump technologies pursuant to Article 5 of Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the’, *Official Journal of the European Union*, 62, pp. 27–35. Available at: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32013D0114> (Accessed: 19 March 2022).

Eurostat (2015) *People in the EU – statistics on household and family structures*, *Www.Ec.Europa.Eu*. Available at: [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=People\\_in\\_the\\_EU\\_-\\_statistics\\_on\\_household\\_and\\_family\\_structures&oldid=375234](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=People_in_the_EU_-_statistics_on_household_and_family_structures&oldid=375234) (Accessed: 24 June 2022).

Evans, D. L. (1981) ‘Simplified method for predicting photovoltaic array output’, *Solar Energy*, 27(6), pp. 555–560. doi: 10.1016/0038-092X(81)90051-7.

Fang, G., Hu, H. and Liu, X. (2010) ‘Experimental investigation on the photovoltaic–thermal solar heat pump air-conditioning system on water-heating mode’, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(6), pp. 736–743. doi: 10.1016/J.EXPTHERMFLUSCI.2010.01.002.

Fatih Demirbas, M. (2006) ‘Thermal energy storage and phase change materials: An overview’, *Energy Sources, Part B: Economics, Planning and Policy*, pp. 85–95. doi: 10.1080/009083190881481.

Florschuetz, L. W. (1979) ‘Extension of the Hottel-Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plate collectors’, *Solar Energy*, 22(4), pp. 361–366. doi: 10.1016/0038-092X(79)90190-7.

Fu, H. D. *et al.* (2012) ‘Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system’, *Applied Thermal Engineering*, 40, pp. 343–350. doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2012.02.036.

Herez, A. *et al.* (2020) ‘Review on photovoltaic/thermal hybrid solar collectors: Classifications, applications and new systems’, *Solar Energy*, pp. 1321–1347. doi: 10.1016/j.solener.2020.07.062.

Hernández, L., Gallardo, S. and Alonso, V. (2019) ‘A review of photovoltaic systems: Design, operation and maintenance’, *Solar Energy*, pp. 426–440. doi: 10.1016/j.solener.2019.06.017.

Hottel, H; Woertz, B. (1942) ‘Performance of flat-plate solar-heat collectors’, *Trans. ASME (Am. Soc. Mech. Eng.)*; (United States), 64. Available at: <https://www.osti.gov/biblio/5052689-performance-flat-plate-solar-heat-collectors> (Accessed: 25 June 2022).

Hottel, H. W. (1955) ‘Evaluation of flat-plate solar collector performance’, in *Trans. Conf. Use of Solar Energy*, pp. 74–104. Available at: <https://www.osti.gov/biblio/5057828-evaluation-flat-plate-solar-collector-performance> (Accessed: 25 June 2022).

IEA (2020a) *Electricity - Fuels & Technologies - IEA, International Energy Agency*. Available at: <https://www.iea.org/fuels-and-technologies/electricity> (Accessed: 11 March 2022).

IEA (2020b) *Heat Pumps – Analysis - IEA, Tracking report*. Available at: <https://www.iea.org/reports/heat-pumps> (Accessed: 20 March 2022).

IEA (2020c) *World Energy Outlook 2020 – Analysis, OECD International Energy Agency*. Available at: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2020> (Accessed: 12 March 2022).

IEA (2021) *Heat Pumps – Analysis - IEA, Tracking report*. Available at: <https://www.iea.org/reports/heat-pumps> (Accessed: 9 October 2022).

IEA (2022) *Heating - Fuels & Technologies - IEA, International Energy Agency*. Available at: <https://www.iea.org/fuels-and-technologies/heating> (Accessed: 11 March 2022).

International Energy Agency (2020) *Development of CO<sub>2</sub> emission intensity of electricity generation in selected countries, 2000-2020 – Charts – Data & Statistics - IEA*. Available at: <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/development-of-co2-emission-intensity-of-electricity-generation-in-selected-countries-2000-2020> (Accessed: 11 March 2022).

Isaac, M. and van Vuuren, D. P. (2009) 'Modeling global residential sector energy demand for heating and air conditioning in the context of climate change', *Energy Policy*, pp. 507–521. doi: 10.1016/j.enpol.2008.09.051.

ISO (2017) 'ISO 9806 - Solar energy - Solar thermal collectors - test methods', p. 90. Available at: <https://www.iso.org/standard/67978.html> (Accessed: 25 August 2022).

Ito, S., Miura, N. and Takano, Y. (2005) 'Studies of Heat Pumps Using Direct Expansion Type Solar Collectors', *Journal of Solar Energy Engineering*, 127(1), pp. 60–64. doi: 10.1115/1.1824102.

James, A. *et al.* (2021) 'Experimental studies on photovoltaic-thermal heat pump water heaters using variable frequency drive compressors', *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45. doi: 10.1016/J.SETA.2021.101152.

Ji, J. *et al.* (2008) 'Performance analysis of a photovoltaic heat pump', *Applied Energy*, 85(8), pp. 680–693. doi: 10.1016/J.APENERGY.2008.01.003.

Jia, Y., Alva, G. and Fang, G. (2019) 'Development and applications of photovoltaic-thermal systems: A review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 249–265. doi: 10.1016/j.rser.2018.12.030.

Jordan, R. C. and Threlkeld, J. L. (1954) 'Design and economics of solar energy heat pump system', *Heat., Piping Air Cond.; (United States)*, 26. Available at: <https://www.osti.gov/biblio/7096314> (Accessed: 24 March 2022).

Kaldellis, J. K., Kavadias, K. A. and Spyropoulos, G. (2005) 'Investigating the real situation of Greek solar water heating market', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 499–520. doi: 10.1016/j.rser.2004.04.006.

Kalogirou, S. A. (2009) *Solar Energy Engineering: Processes and Systems, Solar Energy Engineering*.

Kong, R. *et al.* (2020) 'Performance and economic evaluation of a photovoltaic/thermal (PV/T)-cascade heat pump for combined cooling, heat and power in tropical climate area', *Journal of Energy Storage*, 30, p. 101507. doi: 10.1016/J.EST.2020.101507.

Krakow, K. I. and Lin, S. (1983) 'COMPUTER MODEL FOR THE SIMULATION OF MULTIPLE SOURCE HEAT PUMP PERFORMANCE.', *ASHRAE Transactions*, 89(pt 2A 2B), pp. 590–616.

Kumar, R. and Rosen, M. A. (2011) 'A critical review of photovoltaic-thermal solar collectors for air heating', *Applied Energy*. Elsevier Ltd, pp. 3603–3614. doi: 10.1016/j.apenergy.2011.04.044.

Li, G. (2016) 'Sensible heat thermal storage energy and exergy performance evaluations', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 897–923. doi: 10.1016/j.rser.2015.09.006.

Li, H. and Sun, Y. (2018) 'Operational performance study on a photovoltaic loop heat pipe/solar assisted heat pump water heating system', *Energy and Buildings*, 158, pp. 861–872. doi: 10.1016/J.ENBUILD.2017.10.075.

Li, S. *et al.* (2019) 'Research on real-time integrated control method of PV-SHAPWH', *Solar Energy*, 182, pp. 213–224. doi: 10.1016/J.SOLENER.2019.02.049.

Liang, R. *et al.* (2018) 'Experiment research of solar PV/T cogeneration system on the building façade driven by a refrigerant pump', *Energy*, 161, pp. 744–752. doi: 10.1016/J.ENERGY.2018.07.189.

Liang, R. *et al.* (2020) 'Characteristics analysis of the photovoltaic thermal heat pump system on refrigeration mode: An experimental investigation', *Renewable Energy*, 146, pp. 2450–2461. doi: 10.1016/J.RENENE.2019.08.045.



- Lior, N. (1977) 'Solar energy and the steam Rankine cycle for driving and assisting heat pumps in heating and cooling modes', *Energy Conversion*, pp. 111–123. doi: 10.1016/0013-7480(77)90035-3.
- Lu, S. *et al.* (2019) 'Performance improvement of solar photovoltaic/thermal heat pump system in winter by employing vapor injection cycle', *Applied Thermal Engineering*, 155, pp. 135–146. doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.03.038.
- Lu, S. *et al.* (2020) 'Refrigeration characteristics of a hybrid heat dissipation photovoltaic-thermal heat pump under various ambient conditions on summer night', *Renewable Energy*, 146, pp. 2524–2534. doi: 10.1016/J.RENENE.2019.06.179.
- MacArthur, J. W., Palm, W. J. and Lessmann, R. C. (1978) 'Performance analysis and cost optimization of a solar-assisted heat pump system', *Solar Energy*, pp. 1–9. doi: 10.1016/0038-092X(78)90110-X.
- Martinopoulos, G., Papakostas, K. T. and Papadopoulos, A. M. (2018) 'A comparative review of heating systems in EU countries, based on efficiency and fuel cost', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 687–699. doi: 10.1016/j.rser.2018.03.060.
- Miglioli, A. *et al.* (2021) 'Photovoltaic-thermal solar-assisted heat pump systems for building applications: Integration and design methods', *Energy and Built Environment*. doi: 10.1016/j.enbenv.2021.07.002.
- Morgan, R. G. (1982) 'Solar assisted heat pump', *Solar Energy*, pp. 129–135. doi: 10.1016/0038-092X(82)90291-2.
- Nimni, Y. and Shmilovitz, D. (2010) 'A returned energy architecture for improved photovoltaic systems efficiency', *ISCAS 2010 - 2010 IEEE International Symposium on Circuits and Systems: Nano-Bio Circuit Fabrics and Systems*, pp. 2191–2194. doi: 10.1109/ISCAS.2010.5537199.
- Nordman, R. *et al.* (2010) *Calculation methods for SPF for heat pump systems for comparison, system choice and dimensioning*.
- Nordman, R. *et al.* (2011) 'System boundaries for SPF-calculation.', in *In 10th IEA Heat Pump Conference*, pp. 16–19.
- Nordman, R. and Zottl, A. (2011) 'SEPEMO-Build - a European project on seasonal performance factor and monitoring for heat pump systems in the building sector', *REHVA Journal*. Available at: [http://sepemo.ehpa.org/fileadmin/red/Deliverables/WP6/D\\_6\\_9\\_SEPEMO\\_Build\\_-\\_Articel\\_to\\_REHVA\\_Journal\\_Print.pdf](http://sepemo.ehpa.org/fileadmin/red/Deliverables/WP6/D_6_9_SEPEMO_Build_-_Articel_to_REHVA_Journal_Print.pdf) (Accessed: 21 June 2022).
- Obalanlege, M. A. *et al.* (2020) 'Performance assessment of a hybrid photovoltaic-thermal and heat pump system for solar heating and electricity', *Renewable Energy*, 148, pp. 558–572. doi: 10.1016/J.RENENE.2019.10.061.
- Papakostas, K., Martinopoulos, G. and Papadopoulos, A. (2015) 'A Comparison of Various Heating Systems in Greece Based on Efficiency and Fuel Cost', *17th Symposium of Thermal Science and Engineering of Serbia, October 20-23*, (January 2016), pp. 53–66.
- Qu, M. *et al.* (2016) 'Experimental study on the operating characteristics of a novel photovoltaic/thermal integrated dual-source heat pump water heating system', *Applied Thermal Engineering*, 94, pp. 819–826. doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2015.10.126.
- Reda, F. *et al.* (2020) 'Comparison of solar assisted heat pump solutions for office building applications in Northern climate', *Renewable Energy*, 147, pp. 1392–1417. doi: 10.1016/j.renene.2019.09.044.
- S.A. Klein *et al.* (2006) *Mathematical Reference*. Available at: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys> (Accessed: 27 July 2022).
- Sakellariou, E. (2020) *ENERGETIC STUDY OF A SOLAR ASSISTED GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEM FOR DOMESTIC HEATING WITH PARAMETRIC ANALYSES VIA*. De Montfort University. Available at: <https://dora.dmu.ac.uk/handle/2086/20273> (Accessed: 12 March 2022).
- Sakellariou, E. I. *et al.* (2019) 'PVT based solar assisted ground source heat pump system: Modelling

approach and sensitivity analyses’, *Solar Energy*, 193, pp. 37–50. doi: 10.1016/j.solener.2019.09.044.

Sakellariou, E. I. and Axaopoulos, P. J. (2020) ‘Energy performance indexes for solar assisted ground source heat pump systems with photovoltaic-thermal collectors’, *Applied Energy*, 272. doi: 10.1016/J.APENERGY.2020.115241.

Sakellariou, E. I., Axaopoulos, P. J. and Wright, A. J. (2021) ‘Energy and economic evaluation of a solar assisted ground source heat pump system for a north Mediterranean city’, *Energy and Buildings*, 231. doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110640.

Sarbu, I. and Sebarchievici, C. (2014) ‘General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings’, *Energy and Buildings*, pp. 441–454. doi: 10.1016/j.enbuild.2013.11.068.

Sarbu, I. and Sebarchievici, C. (2018) ‘A comprehensive review of thermal energy storage’, *Sustainability (Switzerland)*. doi: 10.3390/su10010191.

Scoccia, R. *et al.* (2018) ‘Absorption and compression heat pump systems for space heating and DHW in European buildings: Energy, environmental and economic analysis’, *Journal of Building Engineering*, 16, pp. 94–105. doi: 10.1016/j.jobe.2017.12.006.

Sezen, K. *et al.* (2021) ‘Effects of ambient conditions on solar assisted heat pump systems: a review’, *Science of the Total Environment*. doi: 10.1016/j.scitotenv.2021.146362.

Sharma, A. *et al.* (2009) ‘Review on thermal energy storage with phase change materials and applications’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 318–345. doi: 10.1016/j.rser.2007.10.005.

Simonetti, R., Molinaroli, L. and Manzolini, G. (2019) ‘Experimental and analytical study of an innovative integrated dual-source evaporator for solar-assisted heat pumps’, *Solar Energy*, 194, pp. 939–951. doi: 10.1016/J.SOLENER.2019.10.070.

Staffell, I. *et al.* (2012) ‘A review of domestic heat pumps’, *Energy and Environmental Science*, pp. 9291–9306. doi: 10.1039/c2ee22653g.

Tsai, H.-L. (2014) ‘Design and Evaluation of a Photovoltaic/Thermal-Assisted Heat Pump Water Heating System’, 7, pp. 3319–3338. doi: 10.3390/en7053319.

US Department of Energy (2019a) *Frequently Asked Questions (FAQs) - U.S. Energy Information Administration (EIA), Eia*. Available at: <https://www.eia.gov/tools/faqs/faq.php?id=74&t=11> (Accessed: 11 March 2022).

US Department of Energy (2019b) *PV Cells 101: A Primer on the Solar Photovoltaic Cell | Department of Energy*. Available at: <https://www.energy.gov/eere/solar/articles/pv-cells-101-primer-solar-photovoltaic-cell> (Accessed: 19 March 2022).

Vaillant (2022) *Air-to-water heat pump system aroTHERM plus*. Available at: <https://www.vaillant.co.uk/homeowners/products/the-arotherm-plus-air-to-water-heat-pump-71360.html> (Accessed: 13 March 2022).

Vorushylo, I. *et al.* (2018) ‘How heat pumps and thermal energy storage can be used to manage wind power: A study of Ireland’, *Energy*, 157, pp. 539–549. doi: 10.1016/j.energy.2018.03.001.

Wang, G. *et al.* (2015) ‘Experimental study on a novel PV/T air dual-heat-source composite heat pump hot water system’, *Energy and Buildings*, 108, pp. 175–184. doi: 10.1016/J.ENBUILD.2015.08.016.

Wang, Z. *et al.* (2017) ‘Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 871–881. doi: 10.1016/j.rser.2017.01.127.

Whillier, A. (1953) ‘Solar Energy Collection and its Utilization for House Heating’, p. 202. Available at: <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/11922> (Accessed: 25 June 2022).

Wikipedia (2022) ‘Kyoto protocol’. Available at: [https://en.wikipedia.org/wiki/Kyoto\\_Protocol](https://en.wikipedia.org/wiki/Kyoto_Protocol) (Accessed: 13 March 2022).

- Xu, G. *et al.* (2009) ‘Simulation of a photovoltaic/thermal heat pump system having a modified collector/evaporator’, *Solar Energy*, 83(11), pp. 1967–1976. doi: 10.1016/J.SOLENER.2009.07.008.
- Yang, T., King, W. P. and Miljkovic, N. (2021) ‘Phase change material-based thermal energy storage’, *Cell Reports Physical Science*. doi: 10.1016/j.xcrp.2021.100540.
- Yao, J. *et al.* (2020) ‘Performance analysis of solar assisted heat pump coupled with build-in PCM heat storage based on PV/T panel’, *Solar Energy*, 197, pp. 279–291. doi: 10.1016/J.SOLENER.2020.01.002.
- Yao, J. *et al.* (2021) ‘Performance improvement of vapor-injection heat pump system by employing PVT collector/evaporator for residential heating in cold climate region’, *Energy*, 219, p. 119636. doi: 10.1016/J.ENERGY.2020.119636.
- Zafirakis, D. *et al.* (2013) ‘Modeling of financial incentives for investments in energy storage systems that promote the large-scale integration of wind energy’, *Applied Energy*, 105, pp. 138–154. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.11.073.
- Zafirakis, D. *et al.* (2014) ‘The multiple role of energy storage in the industrial sector: Evidence from a Greek industrial facility’, in *Energy Procedia*. Elsevier, pp. 178–185. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.171.
- Zhang, X. *et al.* (2013) ‘Characterization of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump water heating system’, *Applied Energy*, 102, pp. 1229–1245. doi: 10.1016/J.APENERGY.2012.06.039.
- Zhou, C. *et al.* (2019) ‘Experimental investigation on the tri-generation performance of roll-bond photovoltaic thermal heat pump system during summer’, *Energy Conversion and Management*, 184, pp. 91–106. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2018.12.028.
- Zhou, J. *et al.* (2016) ‘Experimental investigation of a solar driven direct-expansion heat pump system employing the novel PV/micro-channels-evaporator modules’, *Applied Energy*, 178, pp. 484–495. doi: 10.1016/J.APENERGY.2016.06.063.
- Zondag, H. A. *et al.* (2003) ‘The yield of different combined PV-thermal collector designs’, *Solar Energy*, pp. 253–269. doi: 10.1016/S0038-092X(03)00121-X.
- Ελληνική Στατιστική Αρχή (2012) *Κατανάλωση Ενέργειας στα Νοικοκυριά*. Available at: <https://www.statistics.gr/el/statistics/-/publication/SFA40/> (Accessed: 12 March 2022).
- TEE (2018) *Τεχνικές Οδηγίες Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδας*. Available at: <https://web.tee.gr/d-e-k-a-d/tmima-epistimonikoy-kai-anaptyxiakoy-ergoy/totee/> (Accessed: 24 March 2022).
- Υπουργείο Ενέργειας (2019) *Στατιστικά Στοιχεία*. Available at: <https://ypen.gov.gr/energeia/statistika-stoicheia/> (Accessed: 12 March 2022).