

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ

ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Μεταπτυχιακή Εργασία

**ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ  
ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΗΛΙΑΚΩΝ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΜΕ  
ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟ ΜΕΣΟ ΑΕΡΑ ΓΙΑ ΚΑΛΥΨΗ ΑΝΑΓΚΩΝ  
ΖΕΣΤΟΥ ΝΕΡΟΥ ΧΡΗΣΗΣ ΚΑΙ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ**

υπό

**ΣΙΑΚΑΒΑΡΑ ΛΑΜΠΡΟ**

Διπλωματούχου Μηχανολόγου Μηχανικού Α.Π.Θ., 2015

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των

απαιτήσεων για την απόκτηση του

Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης

2016

© 2016 Σιακαβάρας Λάμπρος

Η έγκριση της μεταπτυχιακής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

## **Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:**

Πρώτος Εξεταστής Δρ. Δημήτριος Βαλουγεώργης  
(Επιβλέπων) Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής Δρ. Νικόλαος Ανδρίτσος  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής Δρ. Νικόλαος Πελεκάσης  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

## **Ευχαριστίες**

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της μεταπτυχιακής εργασίας μου, Καθηγητή κ. Δημήτριο Βαλουγεώργη, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου παρείχε κατά τη διάρκεια της δουλειάς μου. Επίσης, είμαι ευγνώμων στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της μεταπτυχιακής εργασίας μου, Καθηγητές κ. Νικόλαο Ανδρίτσο και Νικόλαο Πελεκάση. Ευχαριστίες οφείλω και στον υποψήφιο Διδάκτορα Αλέξανδρο Τσιμπούκη για την πολύτιμη βοήθεια που μου παρείχε και τις υποδείξεις του σχετικά με τη χρήση του λογισμικού που αναπτύχθηκε στα πλαίσια της μεταπτυχιακής εργασίας. Τέλος, πάνω από όλα είμαι ευγνώμων στους γονείς μου, Δημήτρη και Θεοδώρα Σιακαβάρα για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια.

Σιακαβάρας Λάμπρος

# ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΗΛΙΑΚΩΝ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

ΣΙΑΚΑΒΑΡΑΣ ΛΑΜΠΡΟΣ

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2016

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Δημήτριος Βαλουγεώργης

## Περίληψη

Τα ηλιοθερμικά συστήματα χρησιμοποιούνται ευρέως για την κάλυψη των αναγκών ζεστού νερού χρήσης και σε ορισμένες περιπτώσεις και για την κάλυψη αναγκών θέρμανσης. Σε αυτή τη μεταπτυχιακή εργασία μελετήθηκαν τα ηλιοθερμικά συστήματα όπου το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας.

Αρχικά πραγματοποιήθηκε μαθηματική περιγραφή των συστημάτων και στη συνέχεια αναπτύχθηκε πηγαίος κώδικας για την προσομοίωσή τους. Ακολούθησε πιστοποίηση του πηγαίου κώδικα μέσω παραδειγμάτων και βιβλιογραφίας ενώ παράλληλα περιγράφηκε το υπολογιστικό πακέτο TRNSYS.

Στη συνέχεια, πραγματοποιήθηκε μελέτη εγκατάστασης ενός ηλιοθερμικού συστήματος αέρα σε υπάρχον κτίριο και προσομοιώθηκε η συμπεριφορά του μέσω του πηγαίου κώδικα του λογισμικού TRNSYS και της μεθόδου των καμπύλων  $f$ .

Επίσης, πραγματοποιήθηκε σύγκριση του συστήματος αέρα με ένα αντίστοιχο σύστημα νερού. Τα αριθμητικά αποτελέσματα δείχνουν πως στοιχεία όπως η επιφάνεια και η κλίση του ηλιακού συλλέκτη μπορούν να επηρεάσουν σε σημαντικό βαθμό την απόδοση του συστήματος. Τέλος, το σύστημα νερού παρουσιάζει ελαφρώς καλύτερα αποτελέσματα από το σύστημα αέρα χωρίς να το καθιστά ως μη βιώσιμη επιλογή.

## Πίνακας Περιεχομένων

Κεφάλαιο 1 Εισαγωγή .....	1
1.1 Γενικά.....	1
1.2 Αντικείμενο Μεταπτυχιακής Εργασίας .....	5
1.3 Δομή Μεταπτυχιακής Εργασίας .....	5
Κεφάλαιο 2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση.....	7
2.1 Υπάρχουσα κατάσταση και στόχοι της ΕΕ.....	7
2.2 Εφαρμογές Ηλιοθερμικών Συστημάτων στην Ευρώπη .....	12
2.3 Εφαρμογές Ηλιοθερμικών Συστημάτων στην Ελλάδα.....	15
2.4 Μοντελοποίηση Ηλιοθερμικών Συστημάτων .....	16
Κεφάλαιο 3 Σχεδιασμός και Προσομοίωση Ηλιοθερμικών Συστημάτων.....	21
3.1 Πηγαίος Κώδικας.....	21
3.1.1 Ανάλυση Ηλιακού Συλλέκτη .....	22
3.1.2 Κύκλωμα Ζεστού Νερού Χρήσης.....	27
3.1.3 Κύκλωμα Θέρμανσης .....	41
3.1.4 Περιγραφή Πηγαίου Κώδικα .....	49
3.2 Το Λογισμικό TRNSYS.....	56
3.2.1 Γενικά.....	56
3.2.2 Το Στούντιο Προσομοίωσης .....	57
3.2.3 Στοιχεία που Χρησιμοποιήθηκαν στην Προσομοίωση.....	58

3.3 Η Μέθοδος των Καμπύλων $f$ .....	66
Κεφάλαιο 4 Πιστοποίηση Πηγαίου Κώδικα .....	72
4.1 Μελέτη κατοικίας 150 m <sup>2</sup> .....	72
4.2 Αποτελέσματα Συστήματος Ζεστού Νερού Χρήσης .....	74
4.2 Αποτελέσματα Συστήματος Θέρμανσης .....	76
Κεφάλαιο 5 Μελέτη Γηροκομείου .....	82
5.1 Περιγραφή του Χώρου .....	82
5.2 Εφαρμογή Πηγαίου Κώδικα .....	90
5.3 Αποτελέσματα Συστήματος Ζεστού Νερού Χρήσης .....	93
5.4 Αποτελέσματα Συστήματος Θέρμανσης .....	101
Κεφάλαιο 6 Συμπεράσματα .....	111
Κεφάλαιο 7 Βιβλιογραφία .....	116
Παράρτημα Α .....	120
A.1 Πηγαίος κώδικας ΗΘΣ για θέρμανση χώρων .....	120
A.2 Πηγαίος κώδικας ΗΘΣ για θέρμανση χώρων .....	124

## **Κατάλογος Πινάκων**

Πίνακας 4-1: Φορτία θέρμανσης και προσπίπτουσα ακτινοβολία παραδείγματος	73
Πίνακας 5-1: Φορτία θέρμανσης και ZNX κτηρίου A .....	88
Πίνακας 5-2: Φορτία θέρμανσης και ZNX κτηρίου B .....	89
Πίνακας 5-3: Φορτία θέρμανσης και ZNX για τα κτήρια διοίκησης .....	90
Πίνακας 5-4: Προφίλ κατανάλωσης φορτίου ZNX .....	91
Πίνακας 5-5: Δεδομένα ηλιακής ακτινοβολίας Λάρισας.....	92

## Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1-1: Η πορεία της αγοράς ΗΘΣ από το 2000 ως το 2011 [5].....	4
Σχήμα 1-2: Εγκατεστημένη ισχύς ΗΘΣ στην Ευρώπη [5] .....	4
Σχήμα 3-1: Τυπικό σχήμα ενός ΗΘΣ.....	21
Σχήμα 3-2: Ηλιακός συλλέκτης αέρα .....	22
Σχήμα 3-3: ΗΘΣ Αέρα [25] .....	26
Σχήμα 3-4: Τυπική διάταξη και διάγραμμα ροής ΗΘΣ για ZNX [25] .....	27
Σχήμα 3-5: Δεξαμενή αποθήκευσης .....	31
Σχήμα 3-6: ΗΘΣ για παραγωγή ZNX με εναλλάκτη αντιρροής.....	37
Σχήμα 3-7: ΗΘΣ αέρα για θέρμανση των χώρων .....	41
Σχήμα 3-8: Δεξαμενή αποθήκευσης .....	45
Σχήμα 3-9: Στοιχείο $m$ της δεξαμενής .....	46
Σχήμα 3-10: Εναλλάκτης αντιρροής [31] .....	60
Σχήμα 3-11: Δεξαμενή αποθήκευσης [31] .....	62
Σχήμα 3-12: Συντελεστής Ζεστού Νερού $K_3$ .....	69
Σχήμα 3-13: Καμπύλες $f$ για σύστημα ηλιακής θέρμανσης με υγρό .....	70
Σχήμα 3-14: Καμπύλες $f$ για σύστημα ηλιακής θέρμανσης με αέρα .....	70
Σχήμα 4-1: Σχηματικό διάγραμμα του συστήματος αέρα που προσομοιώθηκε για κατοικία 150m <sup>2</sup> [27]. .....	72
Σχήμα 4-2: Ποσοστό κάλυψης φορτίων ZNX κατοικίας .....	74



Σχήμα 4-3: Αποτελέσματα μεθόδων υπολογισμού κλάσματος κάλυψης $f$ κατοικίας.....	75
Σχήμα 4-4: Ποσοστό κάλυψης $f$ κατοικίας [27] .....	76
Σχήμα 4-5: Ποσοστό κάλυψης $f$ κατοικίας σύμφωνα με τον πηγαίο κώδικα..	77
Σχήμα 4-6: Ποσοστό κάλυψης $f$ για (α) $A=10 \text{ m}^2$ , (β) $30 \text{ m}^2$ , (γ) $55 \text{ m}^2$ και (δ) $105 \text{ m}^2$ .....	78
Σχήμα 4-7: Βαθμός απόδοσης ΗΘΣ κατοικίας [27] .....	79
Σχήμα 4-8: Βαθμός απόδοσης ΗΘΣ κατοικίας σύμφωνα με τα αποτελέσματα του Πηγαίου Κώδικα .....	79
Σχήμα 4-9: Ετήσιο κλάσμα κάλυψης $f$ συναρτήσει της επιφάνειας του συλλέκτη .....	80
Σχήμα 4-10: Ετήσιος Βαθμός Απόδοσης ΗΘΣ συναρτήσει της επιφάνειας του συλλέκτη .....	81
Σχήμα 5-1: Κλάσμα κάλυψης $f$ για διάφορες επιφάνειες συλλέκτη .....	93
Σχήμα 5-2: Κλάσμα κάλυψης $f$ για διάφορες κλίσεις συλλέκτη .....	94
Σχήμα 5-3: Ποσοστό κάλυψης $f$ για κλίση (α) $30^\circ$ , (β) $45^\circ$ , (γ) $60^\circ$ .....	95
Σχήμα 5-4: Θερμοκρασίες δεξαμενής 21-22 Ιουνίου .....	96
Σχήμα 5-5: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Ιουνίου .....	96
Σχήμα 5-6: Θερμοκρασίες δεξαμενής 21-23 Δεκεμβρίου .....	97
Σχήμα 5-7: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Δεκεμβρίου .....	97
Σχήμα 5-8: Θερμοκρασίες Δεξαμενής 21-22 Μαρτίου .....	98
Σχήμα 5-9: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Μαρτίου .....	99

Σχήμα 5-10: Θερμοκρασίες δεξαμενής 22-23 Σεπτεμβρίου.....	99
Σχήμα 5-11: Θερμοκρασίες συλλέκτη 22-23 Σεπτεμβρίου .....	100
Σχήμα 5-12: Σύγκριση ποσοστού κάλυψης αναγκών σε ZNX ΗΘΣ αέρα και ΗΘΣ νερού.....	100
Σχήμα 5-13: Κλάσμα κάλυψης φορτίου θέρμανσης για διάφορες επιφάνειες συλλέκτη (ΗΘΣ αέρα) .....	101
Σχήμα 5-14: Βαθμός απόδοσης ΗΘΣ για διάφορες επιφάνειες συλλέκτη (ΗΘΣ-Αέρα).....	102
Σχήμα 5-15: Κλάσμα κάλυψης $f$ για διάφορες κλίσεις συλλέκτη .....	103
Σχήμα 5-16: Ποσοστό κάλυψης $f$ για κλίση (α) $30^\circ$ , (β) $45^\circ$ , (γ) $60^\circ$ .....	104
Σχήμα 5-17: Θερμοκρασίες δεξαμενής 21—22 Δεκεμβρίου .....	105
Σχήμα 5-18: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Δεκεμβρίου .....	106
Σχήμα 5-19: Θερμοκρασίες δεξαμενής 21-22 Μαρτίου .....	107
Σχήμα 5-20: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Μαρτίου .....	107
Σχήμα 5-21: Σύγκριση ΗΘΣ-Αέρα και ΗΘΣ-Νερού (Πηγαίος Κώδικας- $f$ καμπύλες).....	108
Σχήμα 5-22: Σύγκριση ΗΘΣ-Αέρα με ΗΘΣ-Νερού ( $f$ -καμπύλες).....	109

## Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 3-1: Υπολογισμός θερμοκρασίας εξόδου από το συλλέκτη.....	49
Εικόνα 3-2: Εναλλάκτης αντιρροής.....	49
Εικόνα 3-3: Συνθήκες ελέγχου .....	50
Εικόνα 3-4: Συνθήκες ελέγχου κυκλώματος φορτίου .....	50
Εικόνα 3-5: Διαστρωμάτωση δεξαμενής.....	51
Εικόνα 3-6: Υπολογισμός μέγιστης παροχής φορτίου .....	52
Εικόνα 3-7: Θερμοκρασίες άνω και κάτω στιβάδας.....	52
Εικόνα 3-8: Μοντελοποίηση διαστρωμάτωσης στη δεξαμενή.....	53
Εικόνα 3-9: Χαρακτηριστικά δεξαμενής .....	54
Εικόνα 3-10: Αρχικές συνθήκες και υπολογισμός παραμέτρων δεξαμενής....	54
Εικόνα 3-11: Συνθήκες ελέγχου κυκλώματος συλλέκτη .....	55
Εικόνα 3-12: Ποσοστό κάλυψης.....	55
Εικόνα 3-13: Μοντελοποίηση διαστρωμάτωσης δεξαμενής .....	56
Εικόνα 3-14: Υπολογισμός θερμοκρασίας εισόδου στον συλλέκτη.....	56
Εικόνα 3-15: Σχηματικό διάγραμμα στο TRNSYS για ΗΘΣ Αέρα για παραγωγή ZNX.....	59
Εικόνα 3-16: Παράμετροι ηλιακού συλλέκτη .....	60
Εικόνα 3-17: Παράμετροι εναλλάκτη.....	61
Εικόνα 3-18: Παράμετροι δεξαμενής αποθήκευσης.....	62
Εικόνα 3-19: Δεδομένα των στοιχείων ελέγχου .....	66

Εικόνα 5-1: Κάτοψη κτηρίου Α.....	83
Εικόνα 5-2: Κάτοψη κτηρίου Β.....	84
Εικόνα 5-3 : Κάτοψη χώρου κτηρίου διοίκησης .....	85
Εικόνα 5-4: Διοικητήριο-κάτοψη ορόφου .....	85
Εικόνα 5-5: Διοικητήριο-κάτοψη ισογείου.....	86

# Κεφάλαιο 1 Εισαγωγή

## 1.1 Γενικά

Είναι γεγονός πως τα τελευταία χρόνια παρατηρείται έντονη αύξηση της ενεργειακής κατανάλωσης στις σύγχρονες κοινωνίες. Χαρακτηριστικό είναι το γεγονός πως η συνολική ενεργειακή κατανάλωση ξεπερνάει τους 12000 Mton, ενώ παράλληλα τα ορυκτά καύσιμα (και κυρίως το πετρέλαιο) αποτελούν τις δημοφιλέστερες πηγές ενέργειας. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός πως από την συνολική ενεργειακή κατανάλωση το 47% προέρχεται από την κάλυψη των θερμικών αναγκών ενώ η κατανάλωση για ηλεκτρισμό και μεταφορές είναι 17% και 27% αντίστοιχα [1]. Επίσης, ο οικιακός τομέας είναι ένας από τους περισσότερο ενεργοβόρους τομείς, καθώς του αντιστοιχεί το 41% της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας θέρμανσης [2]. Αποτέλεσμα των παραπάνω είναι η υποβάθμιση και μόλυνση του περιβάλλοντος λόγω της εκπομπής ρύπων, όπως του CO<sub>2</sub>, που αποτελεί τον βασικότερο ρύπο για το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Με στόχο τον περιορισμό και την καταπολέμηση της κλιματικής αλλαγής είναι φανερό πως απαιτείται η υιοθέτηση και αξιοποίηση εναλλακτικών μορφών ενέργειας όπως είναι οι Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ). Συγκεκριμένα η Ευρωπαϊκή Ένωση (ΕΕ) έχει θέσει τρεις στόχους για το 2020. Επιδιώκεται μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου κατά 20% σε σχέση με το 1990, το 20% της κατανάλωσης ενέργειας να προέρχεται από ΑΠΕ και 20% εξοικονόμηση ενέργειας σε σχέση με τις προβλέψεις [3].

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν τα ηλιακά συστήματα τα οποία μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την κάλυψη αναγκών Ζεστού Νερού Χρήσης (ZNX), θέρμανσης και ψύξης. Η αξιοποίηση του ηλιακού δυναμικού έχει αποτελέσει

αντικείμενο εκτεταμένης έρευνας τα τελευταία χρόνια. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα της ηλιακής ενέργειας σε σχέση με άλλες μορφές έγκειται στο γεγονός πως μπορεί να παρέχεται χωρίς να απαιτείται κάποια προ επεξεργασία, χωρίς να δημιουργείται απειλή για το περιβάλλον και είναι ανεξάντλητη [4]. Τα βασικά στοιχεία ενός ηλιακού συστήματος είναι ο ηλιακός συλλέκτης και η δεξαμενή αποθήκευσης ενώ το εργαζόμενο μέσο συνήθως είναι νερό ή αέρας.

Ηλιακά συστήματα τα οποία χρησιμοποιούνται για παραγωγή ZNX είναι ήδη διαδεδομένα σε πολλές περιοχές ανά τον κόσμο. Ιδιαίτερα σε περιοχές όπως η Νότια Ευρώπη, οι οποίες χαρακτηρίζονται από μεσογειακό κλίμα, υπάρχουν θερμοσιφωνικά συστήματα στην πλειονότητα των νοικοκυριών. Ωστόσο, αυτές οι εγκαταστάσεις είναι μικρής κλίμακας καθώς στοχεύουν στην κάλυψη αναγκών λίγων ατόμων ανά οικογένεια. Στην Κεντρική και Βόρεια Ευρώπη λόγω έλλειψης έντονης ηλιοφάνειας χρησιμοποιούνται συστήματα εξαναγκασμένης κυκλοφορίας με σκοπό την κάλυψη αναγκών σε ZNX μεγαλύτερου αριθμού ατόμων (π.χ. τετραμελών οικογενειών). Τα συστήματα αυτά παρουσιάζουν μεγάλο ποσοστό κάλυψης (60%) και οι ηλιακοί συλλέκτες ανέρχονται στα 4-6 m<sup>2</sup> [5].

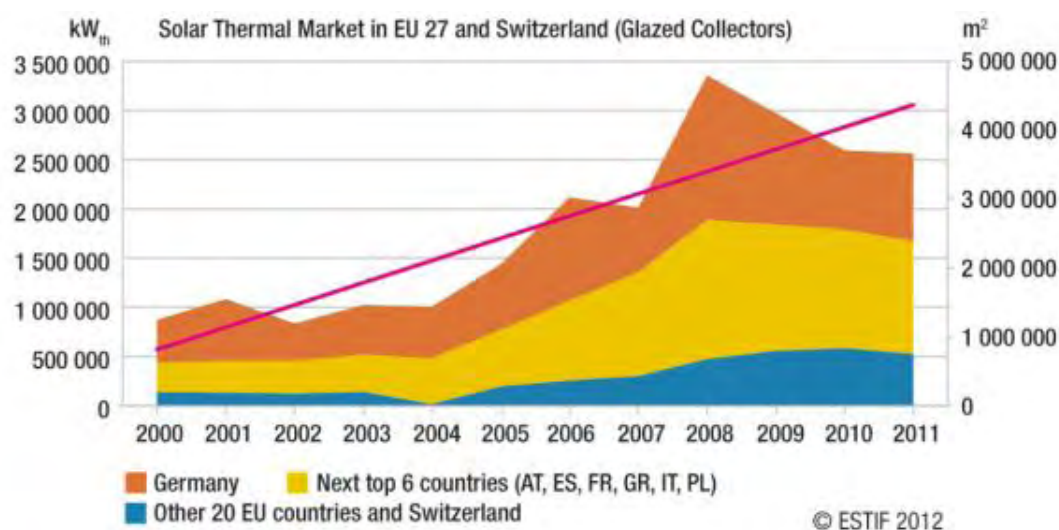
Εκτός των θερμοσιφωνικών συστημάτων για την παραγωγή ZNX ιδιαίτερο ενδιαφέρον και οφέλη παρουσιάζουν τα ηλιακά θερμικά συστήματα συνδυασμένης λειτουργίας Combi και Combi+ τα οποία αξιοποιούν την ηλιακή ακτινοβολία όχι μόνο για την παραγωγή ZNX αλλά και για τη θέρμανση (Combi) και ψύξη των χώρων (Combi+). Η θέρμανση χώρων μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας είναι μία μέθοδος η οποία απαντάται κυρίως σε χώρες της κεντρικής Ευρώπης, με τη Γερμανία και την Αυστρία να έχουν τη μεγαλύτερη εγκατεστημένη ισχύ ηλιακών θερμικών συστημάτων. Στη Γερμανία το 50% των ηλιακών συστημάτων τα οποία

εγκαθίστανται είναι συστήματα combi με επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών 10-15 m<sup>2</sup> και δεξαμενές αποθήκευσης 600-1000 lt [5].

Αντίστοιχα, η ηλιακή ψύξη αποτελεί μία εναλλακτική μέθοδο για την κάλυψη των αναγκών κατά τους θερινούς μήνες σε περιοχές με υψηλή ηλιακή ακτινοβολία. Το γεγονός πως οι ώρες διαθέσιμης ηλιακής ακτινοβολίας συμπίπτουν με τις στιγμές που υπάρχει ζήτηση για ψυκτικά φορτία αποτελεί σημαντικό πλεονέκτημα των συστημάτων combi+. Επίσης, η κάλυψη των ψυκτικών φορτίων πραγματοποιείται κυρίως μέσω ηλεκτρικών μονάδων με αποτέλεσμα τη χρήση ηλεκτρικής ενέργειας. Η αξιοποίηση του ηλιακού δυναμικού μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική μείωση των ηλεκτρικών φορτίων κατά την θερινή περίοδο όπου οι ανάγκες για ψύξη είναι μεγαλύτερες. Ηλιακά συστήματα ψύξης υπάρχουν ήδη σε ορισμένες περιοχές της Ευρώπης όπως η Γερμανία και σε χώρες της Μεσογείου (Ισπανία, Ιταλία) [6]. Ωστόσο, οι περισσότερες εφαρμογές ηλιακού κλιματισμού είναι πιλοτικές και τα παραπάνω συστήματα δεν έχουν καταφέρει να γίνουν ανταγωνιστικά σε σχέση με τα συμβατικά. Το κυρίως πρόβλημα απαντάται στο γεγονός ότι τα συστήματα ηλιακής ψύξης παρουσιάζουν υψηλό κόστος εγκατάστασης καθώς και στην έλλειψη τεχνογνωσίας δεδομένου ότι απαντώνται μόνο σε πιλοτικές εφαρμογές [5].

Αν και η ηλιακή θέρμανση και ψύξη παρουσιάζει το υψηλότερο δυναμικό σε σχέση με άλλες τεχνολογίες ΑΠΕ, το ποσοστό το οποίο καλύπτεται μέσω της ηλιακής ενέργειας είναι χαμηλότερο του 1%. Στην παρούσα κατάσταση, η αγορά ηλιακών θερμικών συστημάτων στην Ευρώπη παρουσιάζει φθίνουσα πορεία σε σχέση με το 2008. Όπως φαίνεται και στα Σχήματα 1-1 και 1-2 από το 2002 μέχρι το 2008 η αγορά ηλιακών συστημάτων είχε γνωρίσει ανάπτυξη και κατά τη διάρκεια μόλις 6 ετών το σύνολο των εγκατεστημένων συστημάτων είχε τετραπλασιασθεί. Ωστόσο,

από την αρχή της οικονομικής κρίσης η αγορά των ηλιακών συστημάτων συρρικνώθηκε κατά 25% από το 2008 μέχρι το 2011.



Σχήμα 1-1: Η πορεία της αγοράς ΗΘΣ από το 2000 ως το 2011 [5]



Σχήμα 1-2: Εγκατεστημένη ισχύς ΗΘΣ στην Ευρώπη [5]

Για την ανάπτυξη και προώθηση των ΗΘΣ είναι απαραίτητο να βρεθούν τρόποι μείωσης του κόστους των συστημάτων, βελτίωσης των τεχνικών χαρακτηριστικών τους και απλοποίησης της διαδικασίας εγκατάστασης, ώστε να γίνουν δελεαστικά προς τους καταναλωτές [5].



## **1.2 Αντικείμενο Μεταπτυχιακής Εργασίας**

Στη συγκεκριμένη μεταπτυχιακή εξετάζονται ηλιακά θερμικά συστήματα όπου το φέρον ρευστό είναι αέρας για την παραγωγή ZNX και θέρμανση των χώρων. Στα πλαίσια της εργασίας έγινε επέκταση και τροποποίηση ενός υπάρχοντος πηγαίου λογισμικού μελέτης ΗΘΣ του Εργαστηρίου Φυσικών και Χημικών Διεργασιών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, όπου το φέρον ρευστό ήταν νερό με στόχο την μελέτη συστημάτων αέρα. Στα επόμενα κεφάλαια θα παρουσιασθεί η μοντελοποίηση για την ανάπτυξη του λογισμικού καθώς και διάφορα εμπορικά πακέτα τα οποία διατίθενται στην αγορά για τη μελέτη ΗΘΣ. Ιδιαίτερη προσοχή δόθηκε στην περιγραφή της διαστρωμάτωσης της δεξαμενής αποθήκευσης του συστήματος καθώς και στην μοντελοποίηση της μέσω του πηγαίου κώδικα. Ένας από τους στόχους της εργασίας είναι η μελέτη γηροκομείου ως προς τις ανάγκες για ZNX και θέρμανση και στη συνέχεια η εγκατάσταση και μελέτη ηλιακού συστήματος αέρα. Επίσης, πραγματοποιείται σύγκριση του συστήματος αέρα με αντίστοιχα συστήματα νερού και παρουσιάζονται τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα κάθε συστήματος. Για την μελέτη του ηλιακού συστήματος χρησιμοποιήθηκε αφενός ο πηγαίος κώδικας καθώς και το υπολογιστικό περιβάλλον προσομοίωσης (TRNSYS) και στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε σύγκριση των αποτελεσμάτων.

## **1.3 Δομή Μεταπτυχιακής Εργασίας**

Στο δεύτερο κεφάλαιο πραγματοποιείται βιβλιογραφική ανασκόπηση για τα ηλιακά συστήματα θέρμανσης. Σκοπός του κεφαλαίου είναι να παρουσιαστούν οι σημαντικότερες μελέτες των τελευταίων ετών που έχουν πραγματοποιηθεί για τα ηλιοθερμικά συστήματα καθώς και εφαρμογές των συστημάτων σε Ελλάδα και Ευρώπη.

Στο τρίτο κεφάλαιο, αρχικά, παρουσιάζεται η διαδικασία και η μαθηματική μοντελοποίηση για την ανάπτυξη του πηγαίου κώδικα. Παρουσιάζονται αναλυτικά όλες οι σχέσεις που χρησιμοποιούνται καθώς και διάφορες παραδοχές για κάθε μέρος του ηλιακού συστήματος. Στη συνέχεια, το τρίτο κεφάλαιο αφιερώνεται στην περιγραφή του εμπορικού πακέτου προσομοίωσης TRNSYS, στα χαρακτηριστικά του καθώς και στα πλεονεκτήματα που παρουσιάζει.

Το τέταρτο κεφάλαιο περιλαμβάνει την πιστοποίηση του πηγαίου λογισμικού το οποίο αναπτύχθηκε και περιγράφηκε στο κεφάλαιο 3. Παρουσιάζεται η επίλυση πρότυπων προβλημάτων και ακολουθεί σύγκριση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από την εφαρμογή του κώδικα με δεδομένα βιβλιογραφίας ή με αποτελέσματα εμπορικών πακέτων.

Στο πέμπτο κεφάλαιο περιλαμβάνεται ενεργειακή μελέτη για την εξοικονόμηση ενέργειας μέσω ηλιοθερμικών συστημάτων σε υπάρχον γηροκομείο στην πόλη της Λάρισας. Στη συνέχεια, πραγματοποιείται εγκατάσταση ηλιακού θερμικού συστήματος με αέρα και εξετάζεται μέσω του πηγαίου κώδικα ο βαθμός απόδοσης του συστήματος το ποσοστό κάλυψης καθώς και άλλα χαρακτηριστικά. Επίσης, η διαδικασία επαναλαμβάνεται με τη χρήση του TRNSYS ώστε να γίνει σύγκριση των αποτελεσμάτων. Στη συνέχεια, το ΗΘΣ αέρα το οποίο μελετήθηκε συγκρίνεται με ένα ΗΘΣ νερού ώστε να παρατηρηθούν οι διαφορές στην απόδοσή τους και στη λειτουργία τους. Τέλος, στο έκτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα συμπεράσματα στα οποία καταλήγει η εργασία.

## Κεφάλαιο 2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

### 2.1 Υπάρχουσα κατάσταση και στόχοι της ΕΕ

Η Ε.Ε. έχει θέσει τρεις στόχους για το 2020. Επιδιώκεται μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου κατά 20% σε σχέση με το 1990, το 20% της κατανάλωσης ενέργειας να προέρχεται από ΑΠΕ και 20% εξοικονόμηση ενέργειας σε σχέση με τις προβλέψεις. Λαμβάνοντας υπόψιν πως οι ανάγκες για θέρμανση και ψύξη αντιστοιχούν στο 49% της συνολικής ζήτησης στην Ευρώπη είναι προφανές πως η χρήση ΑΠΕ είναι αναγκαία για την επίτευξη των στόχων της ΕΕ.

Το ποσοστό εκμετάλλευσης του ηλιακού δυναμικού για την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών στην Ευρώπη βρίσκεται ακόμα σε χαμηλά επίπεδα. Ενδεικτικό της κατάστασης είναι το γεγονός πως μόλις το 0,3% της συνολικής ενεργειακής ζήτησης στην Ευρώπη καλύπτεται μέσω ηλιακής ενέργειας. Κατά τη διάρκεια των τελευταίων δέκα ετών η αγορά των ηλιακών θερμικών συστημάτων έχει συναντήσει σημαντικά εμπόδια. Η αβεβαιότητα που επικρατεί στις τιμές των συμβατικών καυσίμων σε συνδυασμό με το γεγονός πως αναπτύσσονται συνεχώς καινούριες τεχνολογίες στον τομέα της κάλυψης ενεργειακών αναγκών δημιουργεί αβεβαιότητα στους υποψήφιους επενδυτές [7].

Για την προώθηση των ΗΘΣ αποφασίστηκε πως πρέπει οι πόροι και η προσοχή να επικεντρωθούν σε τρεις τομείς :

- Ανάπτυξη ηλιακών ευέλικτων υβριδικών συστημάτων Solar Combi Hybrid Systems (SCHOYS roadmap) με στόχο τη μείωση του κόστους κατά 50% μέχρι το 2020.

- Βελτίωση τεχνολογικών χαρακτηριστικών στα Solar Active Houses (SAH) τα οποία είναι κτήρια με σχεδόν μηδενική κατανάλωση ενέργειας και πλήρη αυτονομία (SAH roadmap).
- Ανάπτυξη συστημάτων για την παραγωγή ενέργειας μέσω του ηλιακού δυναμικού για βιομηχανικές διεργασίες Solar Heat for Industrial Purposes (SHIP roadmap).

Η μείωση του κόστους στα ΗΘΣ μπορεί να επιτευχθεί με την αύξηση του βαθμού απόδοσης των συστημάτων, καθώς κάτι τέτοιο θα οδηγήσει και σε μικρότερους χρόνους απόσβεσης του αρχικού κεφαλαίου, με μείωση του κόστους των επιμέρους εξαρτημάτων καθώς και με την απλοποίηση της διαδικασίας εγκατάστασης του συστήματος και του συλλέκτη. Επίσης, επιδιώκεται αύξηση της εκμετάλλευσης της ηλιακής ενέργειας για ΖΝΧ και θέρμανση των χώρων (από 25 σε 60%) χωρίς όμως την αύξηση του κόστους θέρμανσης. Το παραπάνω μπορεί να επιτευχθεί μέσω του σωστού σχεδιασμού του συστήματος. Τα συστήματα ελέγχου, οι ηλιακοί συλλέκτες και η δεξαμενή αποθήκευσης αποτελούν μέρη μείζονος σημασίας για την βελτίωση και τεχνολογική εξέλιξη των ΗΘΣ. Τέλος, στόχος του SHIP roadmap είναι να βρεθούν τυποποιημένες και οικονομικά βέλτιστες λύσεις για όλες τις βιομηχανικές διεργασίες. Η δημιουργία νέων μοντέλων συλλεκτών είναι απαραίτητη ώστε να είναι δυνατή η χρήση τους σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις καθώς και η ανάπτυξη καινοτόμων εργαλείων σχεδιασμού [8].

Όπως έχει αναφερθεί η ηλιακή ενέργεια δεν είναι τόσο διαδεδομένη όσο οι συμβατικές μορφές ενέργειας στην Ευρώπη. Οι κύριοι λόγοι είναι οι τιμές των συμβατικών καυσίμων οι οποίες παραμένουν σε σχετικά χαμηλά επίπεδα και το γεγονός πως η ηλιακή ενέργεια δεν είναι πάντα διαθέσιμη τις στιγμές όπου υπάρχει ζήτηση. Σύμφωνα με προβλέψεις που είχαν γίνει το 2010 η συνολικά εγκατεστημένη

ηλιακή ισχύς θα τετραπλασιαζόταν από το 2010 μέχρι το 2020 ενώ η επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών θα αντιστοιχούσε σε 0.26 m<sup>2</sup> ανά κάτοικο κάτι που θα σήμαινε πως το 1.2% των αναγκών για θέρμανση καλύπτεται μέσω ηλιακής ενέργειας. Ωστόσο, η Ευρωπαϊκή Ομοσπονδία Ηλιακής Θέρμανσης (ESTIF) παρουσίασε μία μελέτη σύμφωνα με την οποία μέχρι το 2020 είναι δυνατόν να επιτευχθεί συνολική εγκατεστημένη ισχύς ηλιακών συλλεκτών τρεις φορές μεγαλύτερη από την προβλεπόμενη (0.8m<sup>2</sup> ανά κάτοικο) [5]. Για να αυξηθεί η χρήση της ηλιακής ενέργειας και να γίνει περισσότερο ελκυστική στους καταναλωτές απαραίτητο είναι να αυξηθεί ο αριθμός ηλιακών συλλεκτών που εγκαθίστανται ανά έτος, να βελτιωθεί το ήδη υπάρχον ποσοστό κάλυψης των ενεργειακών αναγκών μέσω ηλιακής ενέργειας στα κτήρια, να υπάρξει συστηματική προώθηση των ΗΘΣ ώστε να διεισδύσουν σε τομείς της αγοράς που δεν έχουν καταφέρει να διαδοθούν και τέλος να υποστηριχθούν οι πιλοτικές εφαρμογές μέσω ερευνητικών προγραμμάτων ώστε να εξελιχθούν αλλά και να πραγματοποιηθούν περισσότερες [5].

Για να εκτιμηθεί η πιθανή συμβολή της ηλιακής ενέργειας στην κάλυψη των αναγκών θέρμανσης σε ορισμένες περιοχές της Ευρώπης (Αυστρία, Δανία, Γερμανία, Πολωνία, Ισπανία) αναπτύχθηκε ένα μοντέλο ώστε να προβλεφθεί η μελλοντική ζήτηση ενέργειας θέρμανσης. Τα αποτελέσματα της έρευνας στη συνέχεια επεκτάθηκαν και στις υπόλοιπες 27 Ευρωπαϊκές χώρες. Βάσει αυτού του μοντέλου πραγματοποιήθηκε πρόβλεψη για τη ζήτηση ενέργειας για τα έτη 2020, 2030, 2050. Τρία σενάρια εξετάστηκαν για την πραγματοποίηση των προβλέψεων.

- Business As Usual (BAU).
- Advanced Market Deployment (AMD): Το συγκεκριμένο σενάριο περιλαμβάνει οικονομικούς και πολιτικούς μηχανισμούς όπως επιδοτήσεις, λήψη μέτρων για

αύξηση της ενεργειακής απόδοσης και δράσεις για την προώθηση και διευκόλυνση ερευνητικών προγραμμάτων.

- Full R&D and Policy (RDP): Περιλαμβάνει ουσιαστικές οικονομικές και πολιτικές παρεμβάσεις, μηχανισμούς υποστήριξης των συστημάτων καθώς και ερευνητικά προγράμματα.

Υποθέτοντας πως θα υπάρξει λόγω μέτρων μία μείωση της τάξης του 9% στην ζήτηση ενέργειας το 2020 σε σχέση με το 2006 τότε η συνεισφορά της ηλιακής ενέργειας, για την επίτευξη του στόχου της ΕΕ για κάλυψη των ενεργειακών αναγκών μέσω ΑΠΕ, θα ανέρχεται στο 3.6% σύμφωνα με το RDP σενάριο και στο 2.4% σύμφωνα με το AMD. Σχετικά με το 11.5% που είναι το απαιτούμενο ποσοστό αύξησης της χρήσης των ΑΠΕ μέχρι το 2020 για τις χώρες της ΕΕ η ηλιακή ενέργεια θα συνέβαλλε κατά 12% σύμφωνα με το RDP σενάριο, 4.5% σύμφωνα με το AMD και 2.9% σύμφωνα με το BAU [5].

Για να υλοποιηθεί το RDP σενάριο το οποίο είναι και το περισσότερο αισιόδοξο, απαραίτητο είναι να υπάρξει μία ετήσια αύξηση του ρυθμού αγοράς ΗΘΣ στην Ευρώπη της τάξης του 26% μέχρι το 2020. Αντίστοιχα, για το AMD σενάριο απαιτείται ένας ετήσιος ρυθμός αύξησης της τάξης του 15% ενώ για το σενάριο BAU 7%. Από τα αποτελέσματα των προβλέψεων προέκυψε πως ανάλογα με το σενάριο που θα υλοποιούνταν η συνολική επιφάνεια εγκατεστημένων ηλιακών συλλεκτών στην Ευρώπη θα κυμαίνονταν από  $97 \cdot 10^6 \text{ m}^2$  (BAU) μέχρι  $388 \cdot 10^6 \text{ m}^2$  (RDP).

Σύμφωνα με το RDP σενάριο εκτός από τα περιβαλλοντικά οφέλη θα υπήρχαν και πολλά κοινωνικοπολιτικά πλεονεκτήματα από την υλοποίηση του σεναρίου. Εκτιμάται πως 470000 νέες θέσεις εργασίας πλήρους απασχόλησης θα δημιουργούνταν μόνο εντός της ΕΕ και μέχρι το 2020. Το κόστος ώστε να

υλοποιηθούν οι στόχοι του τρίτου σεναρίου για το 2020 είναι 214 δις € στο οποίο συμπεριλαμβάνονται κόστη παραγωγής, εγκατάστασης και μεταφοράς των ΗΘΣ για την περίοδο 2006-2020.

Τέλος, αξίζουν να αναφερθούν και οι μακροχρόνιες προβλέψεις για την χρήση της ηλιακής ενέργειας και συγκεκριμένα για το 2050. Όπως και προηγουμένως τα αποτελέσματα ποικίλουν αναλόγως με το ποιο σενάριο εξετάζεται.

Το 2050 το ποσοστό κάλυψης των θερμικών αναγκών από την ηλιακή ενέργεια κυμαίνεται από 47% (το οποίο αντιστοιχεί στο best case scenario, RDP) μέχρι 8% (BAU) ενώ η εξοικονομούμενη ενέργεια είναι 1552 TWh και 391 TWh αντίστοιχα. Επίσης, η απαιτούμενη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών κυμαίνεται από 8 m<sup>2</sup> (RDP) μέχρι 2 m<sup>2</sup> (BAU) ανά κάτοικο με αποτέλεσμα η συνολική επιφάνεια να είναι 3.88\*10<sup>9</sup> m<sup>2</sup> και 970\*10<sup>6</sup> m<sup>2</sup> αντίστοιχα [5].

Η κεντρική και βόρεια Ευρώπη μπορούν να επωφεληθούν σε σημαντικό βαθμό από ηλιοθερμικά συστήματα ιδιαίτερα για την κάλυψη των αναγκών σε θέρμανση οι οποίες είναι αυξημένες λόγω του ψυχρού κλίματος των περιοχών αυτών. Τέτοια είναι τα συστήματα combisystems τα οποία έχουν την δυνατότητα αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας για την κάλυψη των αναγκών σε ZNX και θέρμανση των χώρων. Αντίστοιχα, περιοχές της Μεσογείου παρουσιάζουν εκτός από ανάγκες για θέρμανση και ζήτηση φορτίων ψύξης με αποτέλεσμα να απαιτούνται ΗΘΣ συνδυασμένης λειτουργίας (solar combi+systems) για την θέρμανση των χώρων, την παραγωγή ZNX και τον κλιματισμό των χώρων .

Η κάλυψη φορτίων μόνο για ZNX δεν είναι αρκετή ώστε να επιτευχθούν οι στόχοι της ΕΕ και η αγορά ΗΘΣ να είναι βιώσιμη. Χαρακτηριστικό είναι πως μόλις μέχρι το 2030 η αγορά ΗΘΣ για παραγωγή μόνο ZNX θα έχει περιοριστεί στην

αντικατάσταση παλιών συστημάτων με καινούρια χωρίς να γίνονται προσπάθειες για την εξέλιξη και βελτιστοποίηση των συστημάτων. Η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας για θέρμανση και ψύξη των χώρων είναι απαραίτητη ώστε να ενισχυθεί η αγορά των ΗΘΣ και να γίνει περισσότερο ανταγωνιστική.

## **2.2 Εφαρμογές Ηλιοθερμικών Συστημάτων στην Ευρώπη**

Πολλά προγράμματα της Ευρωπαϊκής Ένωσης (ΕΕ) καθώς και άλλων φορέων όπως η διεθνής επιτροπή ενέργειας (IEA) έχουν δημιουργηθεί για τη μελέτη και προώθηση των ηλιακών θερμικών συστημάτων.

Το 1993 η διεθνής επιτροπή ενέργειας (IEA) μέσω του προγράμματος Task 19 πραγματοποίησε έρευνα για τα ηλιακά συστήματα αέρα με στόχο την προώθησή τους. Το έργο διήρκησε 6 χρόνια και ολοκληρώθηκε τον Απρίλιο του 1999. Κατά τη διάρκεια του Task 19 μελετήθηκαν 34 κτιριακές εγκαταστάσεις σε διάφορες περιοχές ανά τον κόσμο [9]. Τα κτίρια τα οποία εξετάστηκαν διακρίνονταν σε τέσσερις κατηγορίες οι οποίες περιλάμβαναν μονοκατοικίες, πολυκατοικίες, σχολεία, αθλητικά κέντρα, βιομηχανίες και γραφεία. Αποτέλεσμα του προγράμματος ήταν η έκδοση εγχειριδίου το οποίο είχε ως στόχο την ενημέρωση και καθοδήγηση μηχανικών και αρχιτεκτόνων για την εγκατάσταση και βελτιστοποίηση των ηλιακών συστημάτων αέρα [10].

Παρόμοιο ήταν και το πρόγραμμα Task 26 το οποίο ξεκίνησε το 1998 και ολοκληρώθηκε το 2002 και αφορούσε την μελέτη 21 ηλιακών συστημάτων θέρμανσης. Στόχος του Task 26 ήταν ο εντοπισμός προβλημάτων κατά την εγκατάσταση και λειτουργία των συστημάτων και στα πλαίσια του προγράμματος απασχολήθηκαν 16 κατασκευαστικές εταιρίες και 36 ερευνητές [9]. Τα αποτελέσματα του προγράμματος οδήγησαν στη θέσπιση ενιαίων προδιαγραφών καθώς και σε



μεθόδους πιστοποίησης για τα ΗΘΣ ενώ αναπτύχθηκαν και λογισμικά για την αξιολόγηση και τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης των συστημάτων μέσω του Solar Keymark [11]. Το Solar Keymark αποτελεί έναν οργανισμό στόχος του οποίου είναι η παροχή πιστοποιητικών για την λειτουργία και απόδοση κυρίως ηλιακών συλλεκτών. Τα παραπάνω πιστοποιητικά συμβάλουν στη διευκόλυνση των κατασκευαστών ΗΘΣ καθώς απλοποιείται η διαδικασία ελέγχου και πιστοποίησης των προϊόντων τους ενώ τα πρότυπα είναι αναγνωρισμένα για όλη την Ευρώπη. Επίσης, συμβάλει στην προώθηση των ΗΘΣ καθώς αναπτύσσεται εμπιστοσύνη προς τα ηλιακά συστήματα από τους υποψήφιους καταναλωτές [12].

Επίσης, στη Γερμανία το 2010 ξεκίνησε το πρόγραμμα “Heizsolar”. Στόχος του προγράμματος ήταν η μελέτη κτηρίων τα οποία θα είχαν τη δυνατότητα να είναι ενεργειακά ανεξάρτητα καλύπτοντας τις ανάγκες τους μέσω της ηλιακής ενέργειας. Στα πλαίσια του προγράμματος μελετήθηκαν 6 μονοκατοικίες και 3 πολυκατοικίες σε διάφορες περιοχές της Γερμανίας. Κατά τη διάρκεια ενός έτους το κλάσμα κάλυψης των ΗΘΣ που χρησιμοποιήθηκαν ξεπερνούσε το 50% και συνεπώς υπήρξε σημαντική μείωση εκπομπών CO<sub>2</sub>. Ωστόσο, από την μελέτη προκύπτει επίσης, πως η ηλιακή ενέργεια κατά τη θερινή περίοδο για τα κλιματολογικά δεδομένα της Γερμανίας δεν μπορεί να αξιοποιηθεί στο έπακρο, ακόμα και με μεγάλες δεξαμενές αποθήκευσης. Με σκοπό την αύξηση της απόδοσης πραγματοποιήθηκε αλλαγή της κλίσης των συλλεκτών έτσι ώστε να αυξάνεται η αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας τον χειμώνα ενώ παράλληλα μειώνεται κατά την θερινή περίοδο. Το αποτέλεσμα ήταν σημαντική αύξηση της ενέργειας που παράγεται για θέρμανση κατά την χειμερινή περίοδο μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας και μείωση του απαιτούμενου όγκου της δεξαμενής αποθήκευσης [13].

Το 2012 στην Γερμανία δημοσιεύθηκαν τα αποτελέσματα μελέτης για την διερεύνηση των δυνατοτήτων των συστημάτων ηλιακής θέρμανσης και ηλιακού κλιματισμού. Η μελέτη πραγματοποιήθηκε μέσω προσομοίωσης, εικονικής ξενοδοχειακής μονάδας και εξετάστηκε η επίδραση των συστημάτων επί της ενεργειακής απόδοσης του ξενοδοχείου για διάφορες κλιματικές συνθήκες. Από την ενεργειακή ανάλυση προκύπτει πως για όλες τις περιοχές επιτυγχάνεται σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας, αλλά με σημαντικές διαφορές μεταξύ τους. Στα θερμά κλίματα, όπου υπήρχαν ανάγκες για θέρμανση και για ψύξη τα ποσοστά εξοικονόμησης ανέρχονταν στο 80% (π.χ. στην περιοχή της Μάλτας). Αντίθετα, στα ψυχρά όπου οι ανάγκες θέρμανσης ήταν υψηλές ενώ οι αντίστοιχες ανάγκες ψύξης δεν ήταν τόσο αξιόλογες, τα ποσοστά ήταν χαμηλότερα. Χαρακτηριστικά, για την περιοχή του Freiburg της Γερμανίας τα ποσοστά εξοικονόμησης δύσκολα άγγιζαν το 40%. Αντίστοιχα, για την περιοχή της Μάλτας όταν το σύστημα λειτουργούσε μόνο για την κάλυψη θερμικών φορτίων κάλυπτε το 50% ενώ με την προσθήκη της ηλιακής ψύξης η απόδοση ανερχόταν στο 75%. Τα αποτελέσματα της μελέτης έδειξαν επίσης, πως για ποσοστό ηλιακής κάλυψης 60% για τα θερμά κλίματα απαιτούνταν 180-1100 m<sup>2</sup> ηλιακού συλλέκτη ενώ στα ψυχρά κλίματα από 400-1750 m<sup>2</sup>. Επίσης, ειδικά για την περιοχή της Μάλτας, από την οικονομική ανάλυση του κόστους κύκλου ζωής, που ακολούθησε, προκύπτει πως το κόστος του συστήματος δεν είναι ιδιαίτερα αυξημένο συγκριτικά με ένα συμβατικό σύστημα καυστήρα Φυσικού Αερίου. Από την παραπάνω μελέτη προέκυψε πως η εγκατάσταση ΗΘΣ είναι ιδιαίτερα ευνοϊκή για κτίρια όπου οι απαιτήσεις για θέρμανση, ψύξη και ZNX είναι υψηλές καθ' όλη τη διάρκεια του έτους (όπως σε ξενοδοχειακές μονάδες) [14].

## 2.3 Εφαρμογές Ηλιοθερμικών Συστημάτων στην Ελλάδα

Στην Ελλάδα οι περισσότερες εφαρμογές ΗΘΣ είναι για την παραγωγή ΖΝΧ ενώ για θέρμανση και ψύξη των χώρων έχουν πραγματοποιηθεί κυρίως πιλοτικές εφαρμογές.

Σε μελέτη που έγινε το 1997 διερευνήθηκαν τρόποι αξιοποίησης της ηλιακής ακτινοβολίας για τη θέρμανση χώρων σε βόρειες περιοχές της Ελλάδας. Η μελέτη αναφέρεται σε τρόπους εξοικονόμησης ενέργειας σε έναν οικισμό ο οποίος αναπτυσσόταν στη Ροδόπη με στόχο την φιλοξενία Ελλήνων μεταναστών. Τα κτίρια του οικισμού προβλέπονταν να κατασκευαστούν ώστε να είναι δυνατή η διαμονή 4,5 και 6 ατόμων. Κάθε διαμέρισμα θα διέθετε αυτόνομη θέρμανση με λέβητα πετρελαίου για τη θέρμανση των χώρων και το ΖΝΧ θα παραγόταν με χρήση ηλεκτρικής ενέργειας. Με στόχο την εξοικονόμηση ενέργειας και τη μείωση εκπομπών CO<sub>2</sub> μελετήθηκαν δύο σενάρια. Το πρώτο περιλάμβανε την ενίσχυση της προβλεπόμενης εξωτερικής θερμομόνωσης των κτιρίων ενώ το δεύτερο σενάριο την εγκατάσταση ηλιακών συλλεκτών για την παραγωγή ΖΝΧ και θέρμανση των χώρων. Με την εγκατάσταση των ηλιακών συλλεκτών, η θερμοκρασία του ΖΝΧ ανερχόταν στους 50°C ενώ για τη θέρμανση των χώρων στους 70°C. Οι τερματικές μονάδες που θα χρησιμοποιούνταν ήταν τυπικές μονάδες καλοριφέρ. Τα αποτελέσματα της μελέτης έδειξαν πως η τοποθέτηση του ηλιακού συστήματος θέρμανσης θα οδηγούσε σε μείωση των εκπομπών του CO<sub>2</sub> σε ποσοστό 40% καθώς και σε πιο οικονομική λύση από την αντίστοιχη της ενίσχυσης της θερμομόνωσης [15].

Το 2001 πραγματοποιήθηκε έρευνα για την τοποθέτηση συστήματος ηλιακής θέρμανσης σε κατοικία επιφάνειας 140 m<sup>2</sup> η οποία κατοικείται από 4 άτομα. Μέσω προσομοίωσης εξετάστηκαν τρεις περιπτώσεις για τρεις κλιματολογικές ζώνες (Β,Γ

και Δ). Το σύστημα το οποίο επιλέχθηκε να τοποθετηθεί είχε ηλιακό συλλέκτη  $20\text{m}^2$  και μία δεξαμενή αποθήκευσης  $2\text{ m}^2$ . Η συμπεριφορά και απόδοση των συστημάτων, όπως προκύπτει και από την συγκεκριμένη μελέτη, εξαρτάται από τις κλιματολογικές συνθήκες που επικρατούν στην περιοχή όπου λαμβάνει χώρα η εγκατάστασή τους. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δείχνουν πως για της συνθήκες της ζώνης Β κατά την περίοδο Μάιος-Οκτώβριος του 2001 οι ανάγκες για θέρμανση των χώρων και ζεστό νερό χρήσης καλύπτονται εξ' ολοκλήρου από το ηλιοθερμικό σύστημα. Για την χρονική περίοδο ενός έτους το ποσοστό κάλυψης των φορτίων ήταν 56% για την ζώνη Β, 48% για την ζώνη Γ και 37% για την ζώνη Δ. Τέλος, σε οικονομική ανάλυση η οποία ακολούθησε εκτιμάται πως το σύστημα θα έχει χρόνο αποπληρωμής περίπου 9 χρόνια [16].

## **2.4 Μοντελοποίηση Ηλιοθερμικών Συστημάτων**

Τα ηλιακά θερμικά συστήματα έχουν αποτελέσει αντικείμενο μελέτης και από πολλούς ερευνητές τα τελευταία χρόνια. Πολλές είναι οι δημοσιεύσεις στις οποίες πραγματοποιείται προσομοίωση των συστημάτων είτε με την ανάπτυξη πηγαίου κώδικα είτε με τη χρήση υπολογιστικών πακέτων. Στόχος των μελετητών είναι η βελτιστοποίηση των τεχνικών χαρακτηριστικών των ΗΘΣ ώστε να μεγιστοποιηθεί η απόδοση και κατά συνέπεια η εξοικονόμηση ενέργειας και ρύπων. Οι ηλιακοί συλλέκτες, η δεξαμενή αποθήκευσης και το σύστημα ελέγχου επηρεάζουν σε σημαντικό βαθμό τη συμπεριφορά του συστήματος με αποτέλεσμα να συγκεντρώνουν και το μεγαλύτερο ενδιαφέρον.

Ένα καλό σύστημα ελέγχου μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική αύξηση του βαθμού απόδοσης ενός ηλιοθερμικού συστήματος. Έχουν πραγματοποιηθεί πολλές έρευνες για τη βελτιστοποίηση του ελέγχου στα μοντέλα των ΗΘΣ. Βελτιώσεις

μπορούν να επιτευχθούν με ρύθμιση της παροχής της μάζας του εργαζόμενου μέσου καθώς και με ρύθμιση των ηλιακών συλλεκτών ώστε να αξιοποιούν την μέγιστη δυνατή προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία [17].

Οι ηλιακοί συλλέκτες έχουν αποτελέσει αντικείμενο εκτεταμένης έρευνας τα τελευταία χρόνια. Το 2004 ο Σ. Καλογήρου δημοσίευσε έρευνα στην οποία παρουσιάζονται εφαρμογές ΗΘΣ και πραγματοποιείται ανάλυση των ηλιακών συλλεκτών που χρησιμοποιήθηκαν. Στη δημοσίευση παρουσιάζονται επίπεδοι συλλέκτες, κενού και συγκεντρωτικοί οι οποίοι ήταν σταθεροί ή είχαν έναν, ή δύο βαθμούς ελευθερίας. Οι εφαρμογές που παρουσιάζονται στη δημοσίευση αφορούν την παραγωγή ΖΝΧ και θέρμανση χώρων κατοικιών, καθώς και την εκμετάλλευση ηλιακής ενέργειας για βιομηχανικές διεργασίες (π.χ. διαδικασία αφαλάτωσης). Στόχος της έρευνας ήταν η σύγκριση των ηλιακών συλλεκτών με κριτήριο την απόδοση που παρουσίαζαν και τα τεχνικά χαρακτηριστικά τους [18].

Το 2010 πραγματοποιήθηκε πειραματική έρευνα για τη σύγκριση ενός σταθερού επίπεδου συλλέκτη και ενός συλλέκτη που ακολουθούσε την πορεία του ήλιου. Η πειραματική διαδικασία διήρκεσε μία εβδομάδα ενώ επικρατούσε ηλιοφάνεια κατά τη διάρκεια της μέρας. Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον συλλέκτη που ακολουθούσε τη τροχιά του ήλιου ήταν κατά μέσο όρο 40°C μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του σταθερού συλλέκτη. Σημαντική ήταν και η αύξηση της απόδοσης του συστήματος η οποία ήταν περίπου 20 % [19].

Το 2014 στην Κίνα πραγματοποιήθηκε έρευνα από τους Z.S.Lu και Wang για το πώς επηρεάζεται η απόδοση των ηλιοθερμικών συστημάτων από τον τύπο του συλλέκτη. Από τα αποτελέσματα της έρευνας διαπιστώνεται πως οι συλλέκτες οι οποίοι προσφέρουν τα καλύτερα αποτελέσματα είναι οι συλλέκτες κενού [20].

Τα συστήματα όπου το φέρον ρευστό είναι αέρας παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον καθώς χαρακτηρίζονται από μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης συγκριτικά με τα αντίστοιχα του νερού, ειδικά όταν πρόκειται για θέρμανση χώρων. Το παραπάνω οφείλεται στο γεγονός πως η εισερχόμενη θερμοκρασία στον συλλέκτη είναι συνήθως χαμηλότερη στα συστήματα αέρα καθώς επίσης και στο γεγονός ότι στα συστήματα αέρα δημιουργείται καλύτερη διαστρωμάτωση στη δεξαμενή αποθήκευσης από τα αντίστοιχα του νερού [21]. Στα ηλιακά συστήματα αέρα η δεξαμενή αποθήκευσης αποτελείται από στερεό μέσο το οποίο συνήθως είναι χαλίκι. Πολλές μελέτες έχουν γίνει και έχουν αναπτυχθεί μοντέλα για την περιγραφή της κατανομής της θερμοκρασίας μέσα στη δεξαμενή η οποία επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό την συμπεριφορά και απόδοση του συστήματος [22].

Το φαινόμενο της διαστρωμάτωσης σε στερεές κλίνες αρχικά μελετήθηκε το 1929 από τον Schuman ο οποίος ανέπτυξε και το μαθηματικό μοντέλο για την περιγραφή του φαινομένου. Το αρχικό μοντέλο βασιζόταν στις παραδοχές ότι η ροή είναι μονοδιάστατη, χωρίς μεταφορά μάζας και με μηδενικές απώλειες προς το περιβάλλον [23]. Αν και το μοντέλο του Schuman αποτελεί μία χρονοβόρο λύση για μεγάλες περιόδους προσομοίωσης, τα περισσότερα σύγχρονα μοντέλα βασίζονται στις αρχικές αυτές σχέσεις οι οποίες θα παρουσιαστούν σε επόμενο κεφάλαιο αναλυτικά.

Το 1976 οι Mumma και Marvin πρότειναν μία διαφορετική και πιο άμεση προσέγγιση για την μοντελοποίηση της διαστρωμάτωσης στη δεξαμενή αποθήκευσης η οποία στηρίζεται στη μονοδιάστατη ανάλυση του προβλήματος και πεπερασμένο χρόνο προσομοίωσης [24]. Τα αποτελέσματα της μεθόδου των Mumma και Marvin, αν και δεν προκύπτουν από αναλυτική λύση των εξισώσεων που περιγράφουν την κατανομή της θερμοκρασίας στη δεξαμενή, είναι αρκετά ακριβή για μεγάλους

χρόνους προσομοίωσης και πρακτικές εφαρμογές [25]. Η μαθηματική μοντελοποίηση που πραγματοποίησε ο Schuman καθώς και το πιο απλοποιημένο μοντέλο των Mumma και Marvin θα παρουσιαστούν αναλυτικά και στο επόμενο κεφάλαιο.

Έχουν αναπτυχθεί και πιο πολύπλοκα μοντέλα τα οποία μελετούν το φαινόμενο της διαστρωμάτωσης ως δισδιάστατο ή και τρισδιάστατο. Ωστόσο αυτά τα μοντέλα είναι ιδιαίτερα χρονοβόρα και πολύπλοκα και δεν θα παρουσιαστούν στην παρούσα εργασία. Ενδεικτικά αναφέρονται οι Beasley και Clark οι οποίοι επίσης πρότειναν ένα τρισδιάστατο αριθμητικό μοντέλο υπολογισμού των θερμοκρασιών στη δεξαμενή [26].

Το 1991 οι Duffie και Beckman περιέγραψαν πως η διαστρωμάτωση της δεξαμενής αποθήκευσης εξαρτάται σε σημαντικό βαθμό από παράγοντες όπως ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του στερεού αποθηκευτικού μέσου και του αέρα [27]. Το 1998 πραγματοποιήθηκε εκτενείς έρευνα για τις μεθόδους αποθήκευσης αισθητής θερμότητας από τον Fath. Τα αποτελέσματα φανέρωναν πως τα δύο βασικά προβλήματα είναι ο μεγάλος απαιτούμενος όγκος της δεξαμενής και οι μεγάλες θερμοκρασιακές διαφορές που αναπτύσσονται στη δεξαμενή κατά την αποθήκευση και έκλυση θερμότητας. Ο μεγάλος όγκος της δεξαμενής εκτός από το γεγονός ότι καταλαμβάνει χώρο συνεπάγεται και αυξημένες απώλειες προς το περιβάλλον. Η χρήση υλικών υψηλής θερμοχωρητικότητας μειώνει τον απαιτούμενο χώρο ενώ επίσης η δεξαμενή θα πρέπει να έχει μεγάλο συντελεστή θερμικής διάχυσης [28].

Το 2003 οι Crandall και Thacher, πραγματοποιώντας αριθμητικές προσομοιώσεις, μελέτησαν τη συμπεριφορά δεξαμενών αποθήκευσης όπου το αποθηκευτικό μέσο ήταν χαλίκι. Από την έρευνα προέκυψε πως όταν το μέσο αποθήκευσης είναι στέρεο τότε μπορεί να επιτευχθεί υψηλός βαθμός

διαστρωμάτωσης κάτι που αποτελεί σημαντικό πλεονέκτημα. Λόγω της διαστρωμάτωσης η θερμοκρασία στη δεξαμενή είναι υψηλότερη στο πάνω μέρος και χαμηλότερη στο κάτω κάτι το οποίο επιτρέπει την κάλυψη των αναγκών του φορτίου μέσω αέρα που προέρχεται από το άνω μέρος της δεξαμενής πιο αποτελεσματικά. Επίσης, παρατηρήθηκε πως ο βαθμός της διαστρωμάτωσης επηρεάζεται κατά τη διάρκεια της μέρας από τη θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το συλλέκτη και κατά συνέπεια ο βαθμός της διαστρωμάτωσης μειωνόταν [29].

Τέλος, το 2010 δημοσιεύτηκε έρευνα όπου γίνεται εκτενής αναφορά σε συστήματα όπου η δεξαμενή αποθήκευσης χρησιμοποιεί στερεό μέσο και αναφέρεται πως η κατανομή της θερμοκρασίας στη δεξαμενή επηρεάζεται από παράγοντες όπως η σφαιρικότητα του μέσου, το πορώδες και την ισοδύναμη διάμετρο των σωματιδίων του [30].

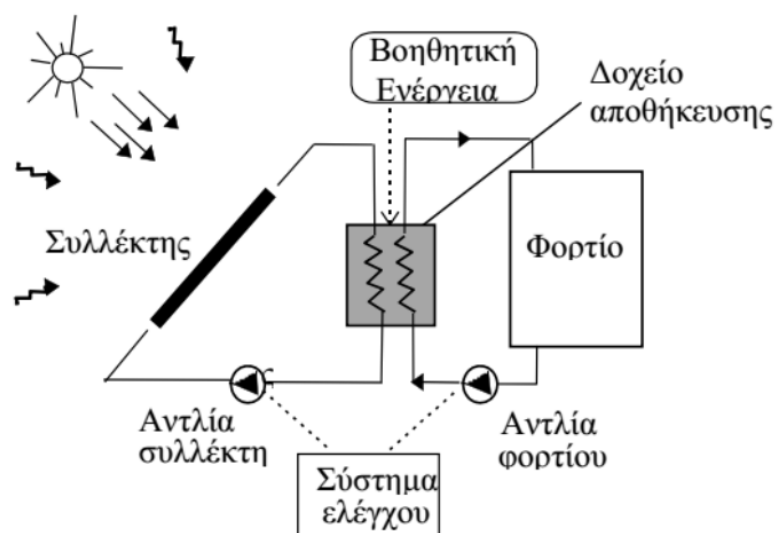


## Κεφάλαιο 3 Σχεδιασμός και Προσομοίωση Ηλιοθερμικών Συστημάτων

### 3.1 Πηγαίος Κώδικας

Στο Σχήμα 3-1 παρουσιάζεται ένα τυπικό ΗΘΣ. Τα βασικά μέρη του συστήματος είναι :

- Ο ηλιακός συλλέκτης όπου η προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια του φέροντος ή θερμοαπαγωγού ρευστού.
- Το δοχείο αποθήκευσης όπου αποθηκεύεται η θερμική ενέργεια.
- Οι κυκλοφορητές που υποστηρίζουν την κίνηση των ρευστών.
- Η βοηθητική πηγή ενέργειας η οποία παρέχει την απαιτούμενη ενέργεια όταν η ηλιακή ενέργεια δεν επαρκεί για την κάλυψη των αναγκών.
- Το σύστημα ελέγχου

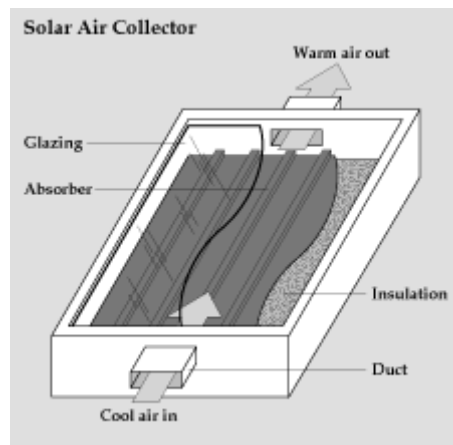


Σχήμα 3-1: Τυπικό σχήμα ενός ΗΘΣ

Στη συνέχεια θα παρουσιαστεί η μαθηματική περιγραφή των βασικών στοιχείων των ΗΘΣ η οποία χρησιμοποιήθηκε στο πηγαίο κώδικα. Ο κώδικας αναπτύχθηκε σε FORTRAN και θα παρουσιαστεί στη συνέχεια της μεταπτυχιακής.

### 3.1.1 Ανάλυση Ηλιακού Συλλέκτη

Από τα βασικότερα στοιχεία ενός ΗΘΣ συστήματος είναι ο ηλιακός συλλέκτης. Ένας τυπικός ηλιακός συλλέκτης αέρα παρουσιάζεται στο Σχήμα 3-2 [27].



Σχήμα 3-2: Ηλιακός συλλέκτης αέρα

Η χρήσιμη ενέργεια ενός ηλιακού συλλέκτη δίνεται από τον τύπο :

$$\dot{Q}_u = A_{\text{σολ}} q_{s(t)} = (\tau\alpha)_{\text{eff}} q_{s(t)} A_{\text{σολ}} - \bar{U} A_{\pi\lambda} (\bar{T}_{\pi\lambda} - T_a) - \varepsilon_{\text{eff}} A_{\pi\lambda} \sigma (\bar{T}_{\pi\lambda}^4 - T_a^4) \quad (3.1)$$

όπου

$A_{\text{σολ}}$ : Η επιφάνεια του συλλέκτη.

$q_{s(t)}$ : Η προσπίπτουσα ακτινοβολία στον συλλέκτη.

$(\tau\alpha)_{\text{eff}}$ : Συνολικό κλάσμα απορρόφησης του συλλέκτη.

$U$ : Ο συνολικός μέσος συντελεστής θερμικών απωλειών.

$T_{\pi\lambda}$ : Μέση θερμοκρασία πλάκας απορρόφησης.

$T_\alpha$ : Θερμοκρασία περιβάλλοντος.

$\varepsilon_{eff}$ : Σύνθετος συντελεστής εκπομπής

$\sigma$ : Σταθερά Stephan-Boltzman ( $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ).

Ο βαθμός απόδοσης του ηλιακού συλλέκτη είναι ο λόγος της χρήσιμης θερμικής ενέργειας  $Q_u$  προς τη διαθέσιμη προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια και δίνεται από τον τύπο

$$n = \frac{\dot{Q}_u}{A_{\sigma\lambda} q_s} \approx (\tau\alpha)_{eff} - \frac{\bar{U} A_{\pi\lambda} (\bar{T}_{\pi\lambda} - T_\alpha)}{A_{\sigma\lambda} q_s} \quad (3.2)$$

Ορίζοντας τις αδιάστατες μεταβλητές

$$b = \frac{\bar{U} A_{\pi\lambda} T_\alpha}{q_{s,ref} A_{\sigma\lambda}}, \quad \bar{\Theta}_{\pi\lambda} = \frac{\bar{T}_{\pi\lambda}}{T_\alpha}, \quad \Theta_\alpha = \frac{T_\alpha}{T_\alpha}, \quad \psi_{(t)} = \frac{q_{s(t)}}{q_{s,ref}}$$

τότε η εξίσωση 3.2 μπορεί να γραφεί στη μορφή

$$n = \frac{\dot{Q}_u}{A_{\sigma\lambda} q_s} \approx (\tau\alpha)_{eff} - \frac{b(\bar{\Theta}_{\pi\lambda} - \Theta_\alpha)}{\psi_{(t)}} \quad (3.3)$$

όπου  $T_\alpha$  και  $q_{s,ref}$  η μέση ημερήσια θερμοκρασία και η προσπίπτουσα ακτινοβολία αναφοράς αντίστοιχα. Επίσης, είναι επιθυμητό να γνωρίζουμε τον βαθμό απόδοσης σε σχέση με τη θερμοκρασία εισόδου του φέροντος ρευστού στον συλλέκτη. Ξαναγράφοντας τις εξισώσεις 3.2 και 3.3 έχουμε

$$\begin{aligned}
n &= (\tau\alpha)_{eff} - \frac{\bar{U} A_{\pi\lambda} (\bar{T}_{\pi\lambda} - T_a)}{A_{\sigma\lambda} q_s} = (\tau\alpha)_{eff} - \frac{b(\bar{\Theta}_{\pi\lambda} - \Theta_a)}{\psi_{(t)}} = \\
&= F_R \left[ (\tau\alpha)_{eff} - \frac{\bar{U} A_{\pi\lambda} (\bar{T}_{fin} - T_a)}{q_s A_{\sigma\lambda}} \right] = F_R \left[ (\tau\alpha)_{eff} - \frac{b(\bar{\Theta}_{fin} - \Theta_a)}{\psi(t)} \right]
\end{aligned} \quad (3.4)$$

με τον συντελεστή  $F_R$  να εκφράζει το κλάσμα της ωφέλιμης ενέργειας ως προς τη θερμική ενέργεια του συλλέκτη αν η μέση θερμοκρασία της πλάκας απορρόφησης ήταν ίση με τη θερμοκρασία εισόδου του φέροντος ρευστού στον συλλέκτη και να δίνεται από τον τύπο

$$\begin{aligned}
F_R &= \frac{(\tau\alpha)_{eff} - \frac{\bar{U} A_{\pi\lambda} (\bar{T}_{\pi\lambda} - T_a)}{q_s A_{\sigma\lambda}}}{(\tau\alpha)_{eff} - \frac{\bar{U} A_{\pi\lambda} (\bar{T}_{fin} - T_a)}{q_s A_{\sigma\lambda}}} = \frac{(\tau\alpha)_{eff} - \frac{b(\bar{\Theta}_{\pi\lambda} - \Theta_a)}{\psi_{(t)}}}{(\tau\alpha)_{eff} - \frac{b(\bar{\Theta}_{fin} - \Theta_a)}{\psi(t)}}
\end{aligned} \quad (3.5)$$

Με βάση τα παραπάνω και από την εξίσωση 3.4 το χρήσιμο φορτίο του συλλέκτη γράφεται στη μορφή

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_u(t) &= n A_{\sigma\lambda} q_s(t) = \dot{m}_c C (T_{f,out} - T_{f,in}) = F_R \left[ (\tau\alpha)_{eff} - \frac{\bar{U} A_{\pi\lambda} (\bar{T}_{fin} - T_a)}{q_s A_{\sigma\lambda}} \right] A_{\sigma\lambda} q_s(t) = \\
&= F_R \left[ (\tau\alpha)_{eff} - \frac{b(\bar{\Theta}_{fin} - \Theta_a)}{\psi(t)} \right] A_{\sigma\lambda} q_s(t)
\end{aligned} \quad (3.6)$$

όπου

$\dot{m}_c$ : Η μαζική παροχή του φέροντος ρευστού το οποίο εισέρχεται στον συλλέκτη.

$T_{f,out}$ : Η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συλλέκτη.

$T_{f,in}$ : Η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στον συλλέκτη.

$C$ : Η ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού.

Από την εξίσωση 3.6 επιλύοντας ως προς  $T_{f,out}$  προκύπτει :

$$T_{f,out} = T_{f,in} \left( 1 - \frac{F_R b}{\gamma} \right) + \frac{F_R \bar{T}_\alpha}{\gamma} [(\tau\alpha)_{eff} \psi(t) + b\Theta_\alpha] \quad (3.7)$$

και

$$\gamma = \frac{m_c C \bar{T}_a}{A_{\sigma\lambda} q_{s,ref}} \quad (3.8)$$

όπου το  $\gamma$  εκφράζει την ικανότητα του φέροντος ρευστού να απάγει ενέργεια από τον συλλέκτη προς την ηλιακή θερμότητα αναφοράς και μεταβάλλεται από το μηδέν μέχρι πολύ υψηλές τιμές.

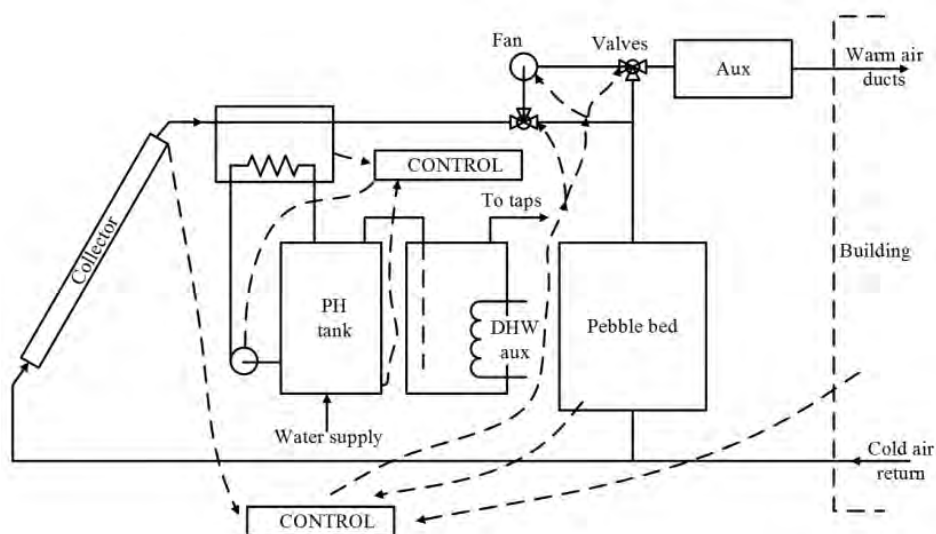
Στην περίπτωση που δεν κυκλοφορεί ρευστό στον συλλέκτη τότε από την εξίσωση 3.7 και την εξίσωση του βαθμού απόδοσης για  $n=0$  προκύπτει η θερμοκρασία της πλάκας απορρόφησης για συνθήκες μηδενικής μαζικής παροχής ( $T_{stag}$ ).

$$T_{stag} = T_\alpha + \frac{(\tau\alpha)_{eff} q_s A_{\sigma\lambda}}{\bar{U} A_{\pi\lambda}} = T_\alpha + \frac{(\tau\alpha)_{eff} \psi(t) \bar{T}}{b} \quad (3.9)$$

Η παραπάνω περιγραφή για τους συλλέκτες ισχύει και για συστήματα αέρα και για συστήματα νερού. Οι διαφορές που παρουσιάζονται αφορούν τις θερμοφυσικές ιδιότητες των ρευστών και τις παραμέτρους,  $(\tau\alpha)_{eff}$  και  $F_R$  ενώ παράλληλα παρατηρούνται και ορισμένες κατασκευαστικές διαφορές μεταξύ των συλλεκτών νερού και αέρα. Ωστόσο, για τη περαιτέρω περιγραφή των ΗΘΣ θα πρέπει να γίνει διαχωρισμός για συστήματα νερού και αέρα καθώς υπάρχουν σημαντικές διαφορές στα συστήματα ελέγχου καθώς και στην δεξαμενή αποθήκευσης.

## Σύστημα Αέρα

Στο Σχήμα 3-3 παρουσιάζεται ένα τυπικό ΗΘΣ όπου το ρευστό που κυκλοφορεί στο συλλέκτη είναι αέρας. Το σύστημα χρησιμοποιείται για την κάλυψη των αναγκών σε ZNX και θέρμανση. Ωστόσο, ο τρόπος λειτουργίας του διαφέρει ανάλογα με το τι φορτίο καλείται να εξυπηρετήσει.



Σχήμα 3-3: ΗΘΣ Αέρα [25]

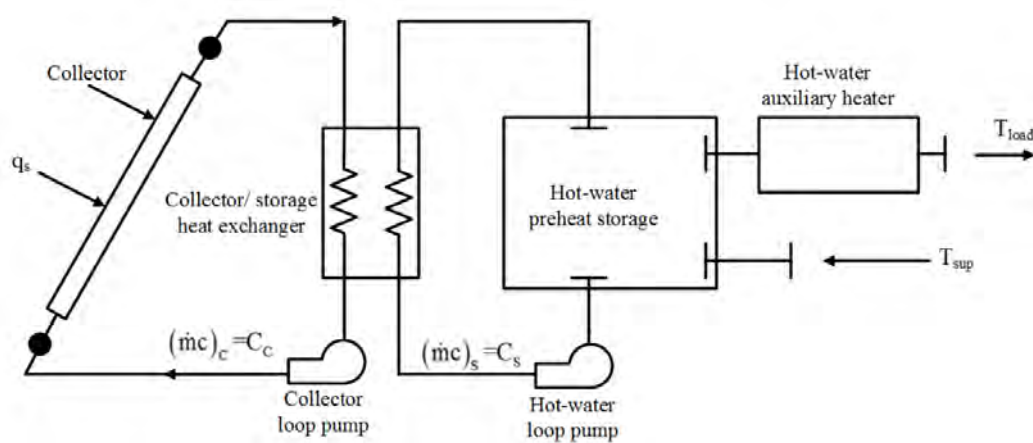
Στον συλλέκτη το ρευστό το οποίο κυκλοφορεί είναι αέρας. Όταν υπάρχει ζήτηση για θέρμανση χώρων, εάν υπάρχει επαρκής διαθέσιμη ακτινοβολία, τότε στέλνεται κατευθείαν ο θερμός αέρας στο κτίριο και επιστρέφει ο ψυχρός αέρας ώστε να εισέλθει ξανά στον συλλέκτη και να θερμανθεί. Στην περίπτωση όπου υπάρχει περίσσεια διαθέσιμης ενέργειας τότε ένα μέρος αποθηκεύεται στη δεξαμενή αποθήκευσης που φαίνεται στο σχήμα και χρησιμοποιείται τις ώρες όπου δεν επαρκεί η διαθέσιμη ενέργεια.

Επίσης, στην παραπάνω εικόνα παρουσιάζεται και ένας εναλλάκτης. Η παρουσία του εναλλάκτη θερμότητας είναι απαραίτητη για την κάλυψη των αναγκών σε ZNX. Ο θερμός αέρας από τον συλλέκτη θερμαίνει ρευστό το οποίο είναι νερό και

κυκλοφορεί στον εναλλάκτη με στόχο την παραγωγή ZNX. Είναι συνεπώς φανερό πως οι δύο αυτές λειτουργίες του συστήματος πρέπει να μελετηθούν ξεχωριστά. Στη συνέχεια θα παρουσιαστεί το κύκλωμα του ZNX και αργότερα το κύκλωμα για την κάλυψη των φορτίων θέρμανσης.

### 3.1.2 Κύκλωμα Ζεστού Νερού Χρήσης

Το κύκλωμα του συστήματος για την παραγωγή ZNX παρουσιάζεται στο Σχήμα 3-4.



Σχήμα 3-4: Τυπική διάταξη και διάγραμμα ροής ΗΘΣ για ZNX [25]

Σε αυτή τη περίπτωση, όπου υπάρχει εναλλάκτης στο σύστημα, η εξίσωση 3.6 πρέπει να τροποποιηθεί ώστε να η χρήσιμη ενέργεια να υπολογίζεται λαμβάνοντας υπόψιν τις απώλειες λόγω της παρουσίας του εναλλάκτη. Η θερμική ενέργεια που μεταφέρει ο αέρας είναι

$$\dot{Q}_u = (\dot{m}C)_{\text{αυλ}} (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (3.10)$$

Η μεταφερόμενη θερμική ενέργεια στον εναλλάκτη δίνεται από τη σχέση

$$\dot{Q}_u = \varepsilon(\dot{m}c)_{\min}(T_{f,out} - T_{e,in}) \quad (3.11)$$

όπου ο δείκτης  $e$  συμβολίζει τον εναλλάκτη (exchanger) και συνεπώς  $T_{e,in}$  η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού (νερό) στον εναλλάκτη.

Για εναλλάκτη αντιροής ισχύει

$$(\dot{m}c)_{\min} = \min \left[ (\dot{m}c)_{\sigma\lambda}, (\dot{m}c)_e \right] \quad (3.12)$$

εάν  $C_r < 1$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (3.13)$$

εάν  $C_r = 1$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3.14)$$

όπου

$$C_r = \frac{(\dot{m}c)_{\min}}{(\dot{m}c)_{\max}} \quad (3.15)$$

$$NTU = \frac{(UA)_{\text{εναλλάκτη}}}{(\dot{m}c)_{\min}} \quad (3.16)$$

Επίσης, η θερμική ενέργεια στο ρευστό που κυκλοφορεί στον εναλλάκτη δίνεται από τη σχέση

$$\dot{Q}_u = (\dot{m}c)_e(T_{e,out} - T_{e,in}) \quad (3.17)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει



$$T_{f,in} = T_{f,out} - \frac{\dot{Q}_u}{(\dot{m}c)_{\sigma\lambda}} \quad (3.18)$$

$$T_{f,out} = T_{e,in} + \frac{\dot{Q}_u}{\varepsilon(\dot{m}c)_{\min}} \quad (3.19)$$

$$T_{e,out} = T_{e,in} + \frac{\dot{Q}_u}{(\dot{m}c)_e} \quad (3.20)$$

Με αντικατάσταση στην εξίσωση 3.6 τελικά προκύπτει πως το χρήσιμο φορτίο λαμβάνοντας υπόψιν την παρουσία εναλλάκτη αντιρροής είναι

$$\dot{Q}_u = \frac{F_R A [q_s - U(T_{e,in} - T_\alpha)]}{1 + \frac{F_R U A}{(\dot{m}c)_{\sigma\lambda}} \left[ \frac{(\dot{m}c)_{\sigma\lambda}}{\varepsilon(\dot{m}c)_{\min}} - 1 \right]} = F'_R A [q_s - U(T_{e,in} - T_\alpha)] \quad (3.21)$$

Η ποσότητα  $F'_R/F_R$  είναι πάντα μικρότερη της μονάδας και εκφράζει το μέτρο απόδοσης του εναλλάκτη.

#### Δεξαμενή Αποθήκευσης για ZNX

Το δοχείο αποθήκευσης είναι μία δεξαμενή καλά μονωμένη η οποία περιέχει νερό. Όταν υπάρχει περίσσεια ενέργειας, προκειμένου να μην απορριφθεί στο περιβάλλον, αποθηκεύεται ώστε να χρησιμοποιηθεί όταν είναι απαραίτητο. Διακρίνονται δύο περιπτώσεις για την μελέτη της δεξαμενής αποθήκευσης. Μπορεί να θεωρηθεί πως η δεξαμενή βρίσκεται στην ίδια θερμοκρασία στο σύνολό της και συνεπώς δεν υπάρχει διαστρωμάτωση. Διαφορετικά θεωρείται πως υπάρχει διαστρωμάτωση του υγρού στη δεξαμενή και συνεπώς υπάρχει θερμοκρασιακή διαφορά κατά μήκος της ροής. Η ύπαρξη διαστρωμάτωσης επηρεάζει τον βαθμό απόδοσης του συστήματος και για αυτό μοντελοποιούνται και οι δύο περιπτώσεις.

### Δοχείο χωρίς Διαστρωμάτωση

Η πιο απλή περίπτωση είναι να θεωρηθεί πως η δεξαμενή βρίσκεται σε μία ενιαία θερμοκρασία ( $T_{st}$ ).

Τότε το θερμικό φορτίο που αποθηκεύεται ανά μονάδα χρόνου ισούται με τη διαφορά ανάμεσα σε αυτό που έρχεται από τον συλλέκτη μέσω του φέροντος ρευστού και αυτού που πηγαίνει στην κατανάλωση μέσω του ρευστού χρήσης μείον τις απώλειες του αποθηκευτικού δοχείου. Επίσης, σχετίζεται με την αλλαγή της θερμοκρασίας του ρευστού εντός του δοχείου σύμφωνα με τη σχέση :

$$\dot{Q}_{st}(t) = m_{st}c \frac{dT_{st}}{dt} = \rho_{st}V_{st}c \frac{dT_{st}}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_L - U_{st}A_{st}(T_{st} - T_a) \quad (3.22)$$

όπου

$\dot{Q}_{st}(t)$  : Ισχύς του αποθηκευμένου φορτίου.

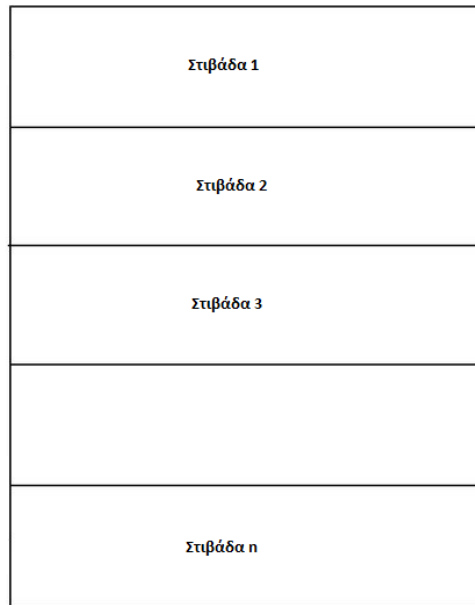
$T_{st}(t)$ : Θερμοκρασία του ρευστού αποθήκευσης

$m_{st}$  και  $c$  : Μάζα και θερμοχωρητικότητα του ρευστού αποθήκευσης αντίστοιχα.

### Δοχείο με Διαστρωμάτωση

Στην περίπτωση που θεωρηθεί ότι υπάρχει διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας στη δεξαμενή αποθήκευσης, τότε η μοντελοποίηση της δεξαμενής είναι πιο πολύπλοκη. Στη συνέχεια παρουσιάζεται το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα μεταπτυχιακή εργασία.

Έστω δοχείο αποθήκευσης υγρού συνολικού ύψους  $L$  με  $n$  στοιβάδες ύψους  $\Delta x$  ( $L=n\Delta x$ ) με διαφορετικές θερμοκρασίες  $T_m$ , όπου  $m = 1, 2, \dots, n$  από την κορυφή προς τη βάση του δοχείου όπως φαίνεται στο Σχήμα 3-5.



Σχήμα 3-5: Δεξαμενή αποθήκευσης

Από τον συλλέκτη εξέρχεται υγρό θερμοκρασίας  $T_{f,out}$  το οποίο εισέρχεται στην κορυφή του δοχείου (στιβάδα 1). Εάν  $T_{f,out} > T_1$  τότε η εσωτερική ενέργεια της στιβάδας 1 αυξάνει κατά το ποσό

$$\dot{m}_\sigma c(T_{f,out} - T_1)dt$$

όπου  $m_\sigma$  η μάζα της στιβάδας.

Αντίθετα, στην περίπτωση όπου  $T_{f,out} < T_1$ , τότε το εισερχόμενο από τον συλλέκτη ρευστό θα βυθιστεί προς τις χαμηλότερες στιβάδες λόγω διαφοράς πυκνότητας μέχρι  $T_{m-1} > T_{f,out} > T_m$ . Τότε η εσωτερική ενέργεια της ζώνης  $m$  θα αυξηθεί κατά το ποσό

$$\dot{m}_\sigma c(T_{f,out} - T_m)dt$$

Επίσης, οι συνθήκες στις προηγούμενες στιβάδες ( $1, 2, 3, \dots, m-1$ ) δεν επηρεάζονται.

Αντίθετα η εσωτερική ενέργεια στις κάτω στιβάδες ( $m+1, m+2, \dots, n$ ) αλλάζει καθώς η μάζα του ρευστού που εισέρχεται στην στιβάδα  $m$  μετατοπίζει την ίδια ποσότητα μάζας θερμοκρασίας  $T_m$  στην στιβάδα  $m+1$  κ.τ.λ., μέχρι τη στιβάδα  $n$  με τις εσωτερικές ενέργειες να αυξάνουν κατά το ποσό

$$\dot{m}_\sigma c(T_m - T_{m+1})dt$$

Η ίδια διαδικασία αλλά με αντίθετη φορά επαναλαμβάνεται για το ρευστό το οποίο επιστρέφει από την κατανάλωση με θερμοκρασία  $T_{L,out}$ .

Εάν  $T_{L,out} < T_n$  τότε η εσωτερική ενέργεια της στιβάδας  $n$  θα αλλάξει κατά το ποσό

$$\dot{m}_L c(T_{L,out} - T_n)dt$$

Εάν  $T_{L,out} > T_n$  τότε το εισερχόμενο ρευστό ανυψώνεται λόγω διαφοράς πυκνότητας προς τις επάνω στιβάδες μέχρι  $T_{m-1} < T_{L,out} < T_m$  και τότε η εσωτερική ενέργεια της ζώνης  $m$  μειώνεται κατά το ποσό

$$\dot{m}_L c(T_{L,out} - T_m)dt$$

Οι συνθήκες στις κάτω στιβάδες ( $m, m+1, \dots, n$ ) παραμένουν ως έχουν. Αντίθετα, η εσωτερική ενέργεια στις επάνω στιβάδες ( $m-1, m-2, \dots, 1$ ) μεταβάλλεται καθώς η μάζα του ρευστού που εισέρχεται στη στιβάδα  $m$  μετατοπίζει την ίδια ποσότητα μάζας θερμοκρασίας  $T_m$  στη στιβάδα  $m+1$  κ.τ.λ., μέχρι τη πρώτη στιβάδα με τις εσωτερικές ενέργειες να μειώνονται κατά το ποσό

$$\dot{m}_L c(T_m - T_{m+1})dt$$

Όπως είναι αναμενόμενο απαραίτητος είναι ο υπολογισμός των θερμοκρασιών κάθε στιβάδας. Αρχικά πρέπει να πραγματοποιηθεί θερμικό ισοζύγιο σε μία στιβάδα.

Για μία τυχαία στιβάδα  $m$  θα ισχύει :

**Ρυθμός αλλαγής εσωτερικής ενέργειας στοιβάδας  $m$ =**

= ρυθμό αλλαγής ενθαλπίας λόγω πιθανής εισόδου ρευστού από εναλλάκτη +  
 + ρυθμό αλλαγής ενθαλπίας λόγω πιθανής εισόδου ρευστού από στοιβάδα  $(m-1)$  -  
 - ρυθμό αλλαγής ενθαλπίας λόγω πιθανής εξόδου ρευστού προς στοιβάδα  $(m+1)$  +  
 + ρυθμό αλλαγής ενθαλπίας λόγω πιθανής εισόδου ρευστού από επιστροφή φορτίου +  
 + ρυθμό αλλαγής ενθαλπίας λόγω πιθανής εισόδου ρευστού από στοιβάδα  $(m+1)$  -  
 - ρυθμό αλλαγής ενθαλπίας λόγω πιθανής εξόδου ρευστού προς στοιβάδα  $(m-1)$  -  
 - ρυθμό θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον.

Διαφορετικά το παραπάνω ισοζύγιο μπορεί να γραφεί στη μορφή

$$\begin{aligned} (M_m c)_{st} \frac{dT_m}{dt} = & F_m \dot{m}_\Sigma c T_{f,out} + \dot{m}_\Sigma c T_{m-1} \sum_{l=1}^{m-1} F_l - \dot{m}_\Sigma c T_m \sum_{l=1}^m F_l + \\ & + G_m \dot{m}_l c T_{l,out} + \dot{m}_L c T_{m+1} \sum_{l=m+1}^n G_l - \dot{m}_L c T_m \sum_{l=m}^n G_l - U_{st} A_m (T_m - T_a) \end{aligned} \quad (3.23)$$

όπου

$F_m=1$  εάν  $T_{m-1} > T_{f,out} > T_m$ , διαφορετικά  $F_m=0$

Και

$G_m=1$  εάν  $T_{m+1} < T_{L,out} < T_m$  διαφορετικά  $G_m=0$

Τότε η θερμοκρασία κάθε στιβάδας προκύπτει από τη σχέση

$$\begin{aligned}
T_m(t + \Delta t) = & T_m(t) + \frac{\dot{m}_\Sigma \Delta t}{M_m} \left[ F_m [T_{f,out}(t) - T_m(t)] + [T_{m-1}(t) - T_m(t)] \sum_{l=1}^{m-1} F_l \right] + \\
& + \frac{\dot{m}_L \Delta t}{M_m} \left[ G_m [T_{L,out}(t) - T_m(t)] + [T_{m+1}(t) - T_m(t)] \sum_{l=m+1}^n G_l \right] \\
& - \frac{U_{st} A_m \Delta t}{M_m} [T_m(t) - T_\alpha(t)]
\end{aligned} \quad (3.24)$$

Η εξίσωση 3.24 αντιπροσωπεύει  $n$  αλγεβρικές εξισώσεις οι οποίες λύνονται για κάθε χρονικό βήμα και προκύπτει η θερμοκρασία κάθε στιβάδας για τη δεξαμενή αποθήκευσης.

Απαραίτητο είναι το χρονικό βήμα  $\Delta t$  να είναι αρκετά μικρό ώστε η ενέργεια η οποία προστίθεται σε κάθε στιβάδα να είναι μικρότερη από τη θερμοχωρητικότητα της στιβάδας. Η ενέργεια που προστίθεται από τον συλλέκτη είναι

$$\dot{m}_\Sigma c [T_{m+1}(t) - T_m(t)] \Delta t \leq (M_m c)_{st} [T_m(t + \Delta t) - T_m(t)] \quad (3.25)$$

εάν

$$\begin{aligned}
& [T_m(t + \Delta t) - T_m(t)] < [T_{m+1}(t) - T_m(t)] \Rightarrow \\
& \Rightarrow \Delta t \leq \frac{(M_m c)_{st}}{\dot{m}_\Sigma c} = \frac{(Mc)_{st}}{n \dot{m}_\Sigma c}
\end{aligned} \quad (3.26)$$

Αντίστοιχα με βάση την ενέργεια που αφαιρείται από το ρευστό επιστροφής από τη ζήτηση προκύπτει

$$\Delta t \leq \frac{(M_m c)_{st}}{\dot{m}_L c} = \frac{(Mc)_{st}}{n \dot{m}_L c} \quad (3.27)$$

Οι εξισώσεις 3.26 και 3.27 πρέπει να ικανοποιούνται ταυτόχρονα και έτσι προκύπτει πως

$$\Delta t \leq \frac{M_{st}}{n \max(\dot{m}_\Sigma, \dot{m}_L)} \quad (3.28)$$

Οι παραπάνω εξισώσεις χρησιμοποιούνται για την μελέτη και περιγραφή της διαστρωμάτωσης και έχουν συμπεριληφθεί στο κώδικα ο οποίος παρουσιάζεται ολοκληρωμένος στο παράρτημα.

### Περιγραφή Φορτίου Ζήτησης

Τέλος, πρέπει να γίνει περιγραφή του φορτίου που πρέπει να καλύπτεται από το ΗΘΣ για ΖΝΧ. Το φορτίο που πρέπει να εξυπηρετηθεί δίνεται από τη σχέση

$$\dot{Q}_L(t) = \delta_L \dot{m}_L c (T_{L,in} - T_{L,out}) \quad (3.29)$$

όπου

$\dot{Q}_L(t)$ : Το θερμικό φορτίο, το οποίο συνήθως δίδεται από τον χρήστη και αποτελεί μία από τις προδιαγραφές που πρέπει να λάβει υπόψη του ο μελετητής.

$\dot{m}_L$ : Η μαζική παροχή του ρευστού χρήσης (τις περισσότερες φορές είναι νερό) και  $c$  η θερμοχωρητικότητά του.

$T_{L,in}$ : Η θερμοκρασία εσόδου του ρευστού στην κατανάλωση.

$T_{L,out}$ : Η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από την κατανάλωση (η θερμοκρασία επιστροφής).

$\delta_L$ : Διακόπτης κυκλώματος φορτίου. Λαμβάνει τις τιμές 0 και 1 και υποδηλώνει εάν ο κυκλοφορητής είναι ανοιχτός ή κλειστός βάση διαφόρων συνθηκών ελέγχου οι οποίες ορίζονται από τον μελετητή.

Στη συνέχεια θα παρουσιαστεί η μοντελοποίηση του ΗΘΣ για την παραγωγή ZNX κάνοντας χρήση των εξισώσεων που αναπτύχθηκαν. Θα παρουσιαστούν οι συνθήκες ελέγχου για τους διακόπτες καθώς και οι διάφορες παραδοχές οι οποίες έγιναν.

### Μοντέλο Λειτουργίας ΗΘΣ για Παραγωγή ZNX

Αρχικά παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα θερμικά ισοζύγια που χρησιμοποιούνται και αναφέρθηκαν προηγουμένως.

$$T_{stag} = T_{\alpha} + \frac{(\tau\alpha)_{eff} q_s A_{\sigma\lambda}}{\bar{U} A_{\pi\lambda}} = T_{\alpha} + \frac{(\tau\alpha)_{eff} \psi(t)}{b} \bar{T}_{\alpha}$$

$$T_{f,out} = T_{e,in} + \frac{\dot{Q}_u}{\varepsilon(\dot{m}c)_{\min}}$$

$$T_{f,in} = T_{f,out} - \frac{\dot{Q}_u}{(\dot{m}c)_{\sigma\lambda}}$$

$$T_{e,out} = T_{e,in} + \frac{\dot{Q}_u}{(\dot{m}c)_e}$$

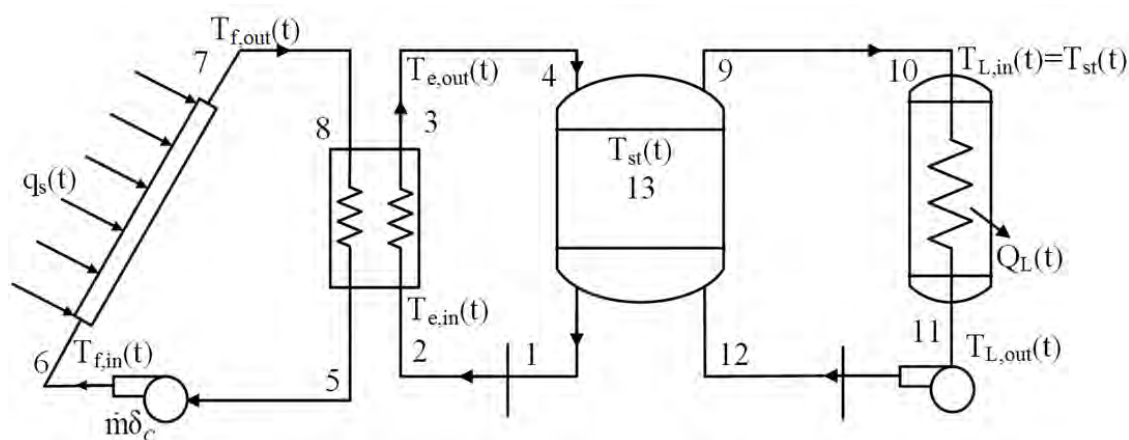
$$\dot{Q}_L(t) = \delta_L \dot{m}_L c(T_{L,in} - T_{L,out})$$

$$\dot{Q}_{st}(t) = m_{st} c \frac{dT_{st}}{dt} = \rho_{st} V_{st} c \frac{dT_{st}}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_L - U_{st} A_{st} (T_{st} - T_a)$$

$$Q_u = \frac{F_R A [q_s - U(T_{e,in} - T_{\alpha})]}{1 + \frac{F_R U A}{(\dot{m}c)_{\sigma\lambda}} \left[ \frac{(\dot{m}c)_{\sigma\lambda}}{\varepsilon(\dot{m}c)_{\min}} - 1 \right]} = F'_R A [q_s - U(T_{e,in} - T_{\alpha})]$$



Στο Σχήμα 3-6 παρουσιάζεται το ΗΘΣ καθώς και τα σημεία στα οποία αντιστοιχούν οι θερμοκρασίες που αναφέρθηκαν.



Σχήμα 3-6: ΗΘΣ για παραγωγή ZNX με εναλλάκτη αντιροής

- **Θέση 1:** Η θερμοκρασία του ρευστού (νερό) ισούται με τη θερμοκρασία της δεξαμενής αποθήκευσης  $T_{st}(t)$  θεωρώντας ότι δεν υπάρχει διαστρωμάτωση στη δεξαμενή. Εάν υπάρχει διαστρωμάτωση τότε η θερμοκρασία του ρευστού ισούται με τη θερμοκρασία της τελευταίας στιβάδας της δεξαμενής  $T_{st}(N)$ .
- **Θέση 2:** Η θερμοκρασία του ρευστού είναι  $T_{e,in}$  και αντιπροσωπεύει την θερμοκρασία εισόδου στον εναλλάκτη αντιροής. Στο μοντέλο το οποίο εξετάζεται θεωρείται πως  $T_{e,in}=T_{st}(t)$  εάν δεν υπάρχει διαστρωμάτωση ή  $T_{e,in}=T_{st}(N)$  εάν υπάρχει διαστρωμάτωση στη δεξαμενή.
- **Θέση 3:** Η θερμοκρασία του ρευστού στη θέση 3 ισούται με τη θερμοκρασία εξόδου από τον εναλλάκτη  $T_{e,out}$  και υπολογίζεται από την εξίσωση

$$T_{e,out} = T_{e,in} + \frac{\dot{Q}_u}{(\dot{m}c)_e}$$

- **Θέση 4:** Θεωρείται πως δεν υπάρχουν απώλειες από την θέση 3 στη θέση 4 και η θερμοκρασία του ρευστού ισούται με  $T_{e,out}$ .
- **Θέση 5:** Η θερμοκρασία του αέρα στη θέση 5 ισούται με τη θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον εναλλάκτη.
- **Θέση 6:** Η θερμοκρασία του αέρα στη θέση 6 ισούται με τη θερμοκρασία στη θέση 5 και αντιπροσωπεύει την θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον ηλιακό συλλέκτη  $T_{fin}$ . Όπως έχει αναφερθεί η θερμοκρασία  $T_{fin}$  δίνεται από τη σχέση

$$T_{f,in} = T_{f,out} - \frac{\dot{Q}_u}{(\dot{m}c)_{\sigma\lambda}}$$

- **Θέση 7:** Η θερμοκρασία του αέρα στη θέση 7 ισούται με τη θερμοκρασία εξόδου από τον συλλέκτη και δίνεται από τη σχέση

$$T_{f,out} = T_{e,in} + \frac{\dot{Q}_u}{\varepsilon(\dot{m}c)_{\min}}$$

- **Θέση 8:** Θεωρείται ότι δεν υπάρχουν απώλειες από τη θέση 7 στη θέση 8 και η θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον εναλλάκτη είναι  $T_{f,out}$ .
- **Θέση 9:** Θερμοκρασία του νερού το οποίο πηγαίνει για κάλυψη του φορτίου ζήτησης και ισούται με τη θερμοκρασία της δεξαμενής  $T_{st}$  όταν δεν υπάρχει διαστρωμάτωση ή με την θερμοκρασία της πρώτης στιβάδας της δεξαμενής  $T_{st}(1)$  εάν μελετάται δεξαμενή με διαστρωμάτωση.
- **Θέση 10:** Θερμοκρασία του ρευστού  $T_{L,in}$  και ισούται με τη θερμοκρασία του ρευστού στην θέση 9 εάν θεωρηθεί ότι δεν υπάρχουν απώλειες.

- **Θέση 11:** Θερμοκρασία του ρευστού  $T_{Lout}$  η οποία μπορεί να υπολογιστεί με βάση την εξίσωση

$$\dot{Q}_L(t) = \delta_L \dot{m}_L c(T_{L,in} - T_{L,out})$$

- **Θέση 12:** Η θερμοκρασία του ρευστού στη θέση 12 είναι  $T_{Lout}$  θεωρώντας μηδενικές απώλειες από τη θέση 11 στη θέση 12.
- **Θέση 13:** Η θερμοκρασία της δεξαμενής αποθήκευσης. Στην περίπτωση όπου δεν υπάρχει διαστρωμάτωση στη δεξαμενή τότε από την εξίσωση 3.20 υπολογίζεται το  $Q_u$  και στη συνέχεια από την εξίσωση

$$\dot{Q}_{st}(t) = m_{st} c \frac{dT_{st}}{dt} = \rho_{st} V_{st} c \frac{dT_{st}}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_L - U_{st} A_{st} (T_{st} - T)$$

υπολογίζεται το  $Q_{st}$ . Τέλος, η θερμοκρασία της δεξαμενής για το επόμενο χρονικό βήμα υπολογίζεται ως  $T_{st}(t + \Delta t) = T_{st}(t) + Q_{st}(t)/(mc)$ . Σε περίπτωση όπου υπάρχει διαστρωμάτωση στη δεξαμενή τότε για να υπολογιστεί η θερμοκρασία πρέπει να ακολουθηθεί η διαδικασία που περιεγράφηκε παραπάνω για την μοντελοποίηση της διαστρωμάτωσης.

Με βάση τα παραπάνω μοντελοποιείται η χρονικά μεταβαλλόμενη λειτουργία του ΗΘΣ για την παραγωγή ZNX. Βεβαίως είναι απαραίτητο να είναι γνωστά ορισμένα βασικά μεγέθη τα οποία θα δοθούν ως δεδομένα. Τέτοια μεγέθη είναι τα χαρακτηριστικά του συλλέκτη επιφάνεια  $A$ ,  $F_R$ ,  $U$ ,  $(\tau\alpha)_{eff}$ , οι παροχές ροής καθώς και τα χαρακτηριστικά των εργαζόμενων μέσων (αέρας-νερό). Επίσης, απαραίτητο είναι να γνωρίζουμε τον όγκο και τη μάζα του δοχείου αποθήκευσης, τη θερμοκρασία του περιβάλλοντα χώρου  $T_a(t)$ , το θερμικό φορτίο  $Q_L(t)$  καθώς και την προσπίπτουσα ακτινοβολία στο συλλέκτη  $q_s(t)$ .

Στη συνέχεια θα παρουσιαστεί το σύστημα ελέγχου του συστήματος μέσω του οποίου ρυθμίζεται ποιοι διακόπτες είναι ανοιχτοί και ποιοι κλειστοί κατά τη λειτουργία του συστήματος.

### Σύστημα Ελέγχου Λειτουργίας

Συλλέκτης και εναλλάκτης :

- Εάν  $T_{stag}(t)-T_{f,in}(t) \geq 6$  και  $T_{f,out}-T_{f,in} \geq 2$  τότε  $\delta_S = 1$
- Εάν  $T_{f,out}-T_{f,in} < 2$  ή  $T_{st}(t) > T_{st,max}$  τότε  $\delta_S = 0$

Φορτίο και δοχείο αποθήκευσης :

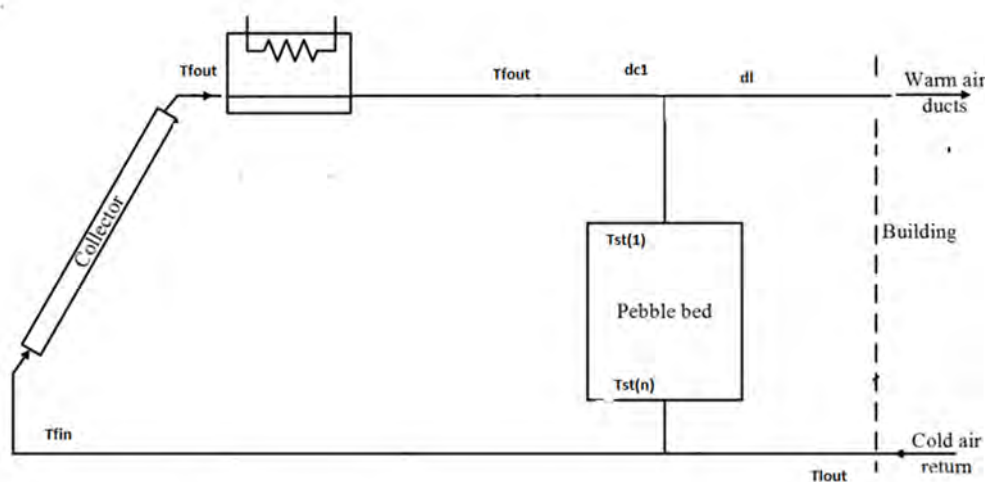
- Εάν  $T_{L,in}-T_{L,out} = Q_L / (c m_L) < 2$  ή  $T_{st} < T_{st,min}$  τότε  $\delta_L = 0$
- Εάν  $T_{L,in}-T_{L,out} = Q_L / (c m_L) \geq 2$  τότε  $\delta_L = 1$

Άρα σύμφωνα με τα παραπάνω το κύκλωμα του συλλέκτη θα ανοίγει όταν  $T_{stag}(t)-T_{f,in}(t) \geq 6$  και  $T_{f,out}-T_{f,in} \geq 2$  ενώ όταν δεν ισχύει οποιαδήποτε από αυτές τις δύο συνθήκες το κύκλωμα θα κλείνει. Επίσης, το κύκλωμα του συλλέκτη θα κλείνει όταν η θερμοκρασία στη δεξαμενή αποθήκευσης θα υπερβαίνει κάποια κρίσιμη τιμή η οποία ορίζεται από τον ίδιο τον χρήστη. Αντίστοιχα, το κύκλωμα του φορτίου θα ανοίγει όταν το θερμικό φορτίο θα είναι αρκετό ώστε να υπάρχει θερμοκρασιακή διαφορά μεγαλύτερη των 2°C ενώ διαφορετικά θα κλείνει. Τέλος, το κύκλωμα του φορτίου κλείνει όταν η θερμοκρασία στη δεξαμενή αποθήκευσης είναι μικρότερη από μία ελάχιστη επιτρεπόμενη τιμή η οποία επίσης ορίζεται από τον χρήστη  $T_{st,min}$ .

Με την περιγραφή του συστήματος ελέγχου λειτουργίας ολοκληρώνεται η μαθηματική περιγραφή του ΗΘΣ για την παραγωγή ZNX όπου το ρευστό που κυκλοφορεί στον συλλέκτη είναι αέρας. Στη συνέχεια θα παρουσιαστεί η μαθηματική περιγραφή του συστήματος αέρα για την κάλυψη των φορτίων θέρμανσης.

### 3.1.3 Κύκλωμα Θέρμανσης

Για τη θέρμανση των χώρων αρχικά ο αέρας κυκλοφορεί στον συλλέκτη όπου και θερμαίνεται και στη συνέχεια εισέρχεται στον χώρο όπου υπάρχει ανάγκη θέρμανσης. Στην περίπτωση όπου δεν υπάρχει ζήτηση φορτίων ο θερμός αέρας αποθηκεύεται στη δεξαμενή αποθήκευσης όπου το αποθηκευτικό μέσο είναι χαλίκι. Το χαλίκι χαρακτηρίζεται από πορώδες 0,4 ενώ η μέση διάμετρός του είναι 0.025. Επίσης, εάν δεν υπάρχει διαθέσιμη ακτινοβολία αλλά υπάρχει ζήτηση φορτίου τότε χρησιμοποιείται η αποθηκευμένη ενέργεια για την κάλυψη των αναγκών. Ένα σύστημα αέρα για την κάλυψη των θερμικών αναγκών παρουσιάζεται στο Σχήμα 3-7.



Σχήμα 3-7: ΗΘΣ αέρα για θέρμανση των χώρων

Οι βασικές διαφορές του συστήματος σε σχέση με το προηγούμενο το οποίο ήταν για την κάλυψη των αναγκών σε ZNX εντοπίζονται στο σύστημα ελέγχου και στη δεξαμενή αποθήκευσης.

Όπως και πριν υπάρχουν 2 διακόπτες στο σύστημα, ένας για το κύκλωμα του συλλέκτη ( $\delta_{S1}$ ) και ένας για το κύκλωμα του φορτίου ( $\delta_{L2}$ ). Ωστόσο, στο σύστημα αέρα απαγορεύεται να υπάρχουν ταυτόχρονα 2 αντίθετες ροές μέσα στη δεξαμενή

αποθήκευσης. Συνεπώς, σε αυτή την περίπτωση δεν γίνεται οι 2 διακόπτες να είναι ταυτόχρονα ανοιχτοί. Όταν ο διακόπτης του κυκλώματος του συλλέκτη είναι ανοιχτός τότε ή θα γίνεται αποθήκευση ή θα στέλνεται ο θερμός αέρας κατευθείαν για κατανάλωση. Αντίστοιχα, όταν το κύκλωμα του φορτίου είναι ανοιχτό τότε η μόνη λειτουργία που θα εκτελείται είναι να αφαιρείται θερμότητα από τη δεξαμενή για την κάλυψη των θερμικών αναγκών.

Για να είναι δυνατόν να ελέγχεται με κάποιο τρόπο πότε γίνεται αποθήκευση και πότε ο αέρας πηγαίνει απευθείας στην κατανάλωση ορίζεται το κλάσμα κάλυψης  $t_{καλ}$  το οποίο εκφράζει το ποσοστό του χρόνου που το σύστημα θα στέλνει θερμό αέρα στον χώρο όταν το κύκλωμα του συλλέκτη είναι ανοιχτό. Το κλάσμα κάλυψης ορίζεται ως

$$t_{καλ} = \frac{Q_L}{Q_u} \quad (3.30)$$

ενώ είναι προφανές πως η ποσότητα  $(1 - t_{καλ})$  θα εκφράζει το ποσοστό του χρόνου κατά το οποίο ο θερμός αέρας αποθηκεύεται στην δεξαμενή.

Επίσης, το γεγονός ότι το αποθηκευτικό μέσο είναι στερεό (χαλίκι) επηρεάζει την κατανομή της θερμοκρασίας μέσα στη δεξαμενή αποθήκευσης. Σε αυτή την περίπτωση δεν γίνεται να θεωρηθεί πως το δοχείο βρίσκεται σε ομοιόμορφη θερμοκρασία καθώς υπάρχει διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας και επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό τη συμπεριφορά του συστήματος.

Η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συλλέκτη υπολογίζεται όπως και πριν από τη σχέση 3.7. Απαραίτητη ωστόσο είναι η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στον συλλέκτη  $T_{fin}$ . Η θερμοκρασία εισόδου υπολογίζεται από τη σχέση

$$T_{f,in} = t_{καλ} T_{Lout} + (1 - t_{καλ}) T_{f(N+1)} \quad (3.31)$$

όπου

$T_{Lout}$  : Η θερμοκρασία επιστροφής του αέρα από τον χώρο.

$T_{f(N+1)}$  : Η θερμοκρασία με την οποία εγκαταλείπει ο αέρας τη δεξαμενή αποθήκευσης.

Στη συνέχεια παρουσιάζεται η μαθηματική περιγραφή για το σύστημα ελέγχου και τη δεξαμενή αποθήκευσης.

### Δεξαμενή Αποθήκευσης

Στα συστήματα αέρα ο ζεστός αέρας διοχετεύεται στην δεξαμενή αποθήκευσης από πάνω προς τα κάτω. Καθώς ο αέρας κινείται κατά μήκος της δεξαμενής η θερμοκρασία του στερεού αποθηκευτικού μέσου αυξάνεται λόγω μεταφοράς θερμότητας από τον αέρα στα χαλίκια. Στη συνέχεια ο κρύος αέρας εγκαταλείπει τη δεξαμενή από το χαμηλότερο σημείο της και επιστρέφει στον συλλέκτη ώστε να θερμανθεί ξανά μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας. Στη δεξαμενή αποθήκευσης υπάρχει διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας η οποία και διατηρείται και η θερμοκρασία της δεξαμενής είναι υψηλότερη στην κορυφή σε σχέση με την αντίστοιχη θερμοκρασία στον πάτο του δοχείου.

Αξίζει να αναφερθεί πως στις δεξαμενές αποθήκευσης όπου το αποθηκευτικό μέσο είναι στερεό δημιουργείται καλύτερη διαστρωμάτωση από ότι στις δεξαμενές υγρού. Αυτό συμβαίνει διότι στο στερεό μέσο δεν είναι δυνατή η ανάμιξη όπως στο υγρό με αποτέλεσμα να υπάρχει μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά στο άνω και στο κάτω σημείο της δεξαμενής.

Έχουν πραγματοποιηθεί πολλές μελέτες για την μαθηματική περιγραφή της θερμοκρασίας των δεξαμενών αποθήκευσης στερεού μέσου. Η πρώτη αναλυτική περιγραφή έγινε από τον Schuman το 1929 και για αυτό οι παρακάτω εξισώσεις έχουν καθιερωθεί ως “μοντέλο του Schuman”.

$$(\rho C_p)_f \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} = - \frac{(\dot{m} C_p)_f}{A} \cdot \frac{\partial T_f}{\partial \chi} + h_v (T_b - T_f) \quad (3.32)$$

$$(\rho C_p)_b (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_b}{\partial t} = h_v (T_f - T_b) \quad (3.33)$$

όπου

$\varepsilon$  : Το πορώδες του υλικού.

$h_v$  : Ογκομετρικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του στερεού και του ρευστού.

$T_f$  : Θερμοκρασία του ρευστού.

$T_b$  : Θερμοκρασία του στερεού μέσου.

Το παραπάνω μοντέλο προκύπτει για μονοδιάστατη ροή, χωρίς αξονική μεταφορά θερμότητας, υποτίθεται πως δεν υπάρχει μεταφορά μάζας και επίσης δεν λαμβάνονται υπόψιν απώλειες προς το περιβάλλον. Για ένα σύστημα όπου το φέρον ρευστό είναι αέρας ο πρώτος όρος της εξίσωσης μπορεί να παραληφθεί και το παραπάνω σύστημα εξισώσεων γράφεται

$$\frac{\partial T_f}{\partial (\chi / L)} = NTU (T_b - T_f) \quad (3.34)$$



$$\frac{\partial T_b}{\partial \theta} = NTU(T_f - T_b) \quad (3.35)$$

$$NTU = \frac{h_v AL}{(\dot{m} C_p)_f} \quad (3.36)$$

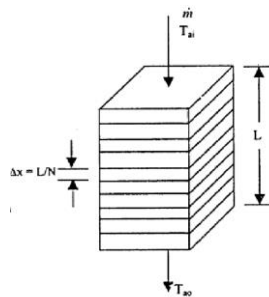
και ο αδιαστατοποιημένος χρόνος είναι

$$\theta = \frac{t(\dot{m} C_p)_f}{(\rho C_p)_f (1 - \varepsilon) AL} \quad (3.37)$$

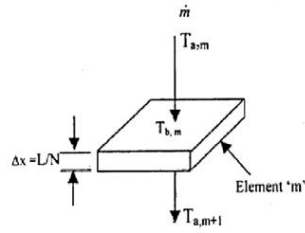
όπου  $L$  είναι το μήκος της δεξαμενής και  $A$  η διατομή της.

Για μεγάλα χρονικά διαστήματα οι παραπάνω εξισώσεις δεν γίνεται να λυθούν αναλυτικά και απαιτούνται αριθμητικές μέθοδοι επίλυσης ενώ επίσης, η διαδικασία είναι ιδιαίτερα χρονοβόρα. Οι Mumma και Marvin πρότειναν μία πιο άμεση μέθοδο μοντελοποίησης για την περιγραφή του φαινομένου της διαστρωμάτωσης στη δεξαμενή αποθήκευσης η οποία δίνει επαρκώς ακριβή αποτελέσματα. Η μέθοδος παρουσιάζεται στη συνέχεια.

Έστω ότι έχουμε μία δεξαμενή μήκους  $L$  κατά την κατεύθυνση της ροής του αέρα και διατομής  $A$ . Η δεξαμενή χωρίζεται σε  $N$  στοιχεία μήκους  $\Delta x$  όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3-8. Στη συνέχεια πραγματοποιείται ισοζύγιο ενέργειας στο ρευστό κατά μήκος του  $\Delta x = L/n$  όπως φαίνεται στο Σχήμα 3-9.



Σχήμα 3-8: Δεξαμενή αποθήκευσης



Σχήμα 3-9: Στοιχείο  $m$  της δεξαμενής

Από το ισοζύγιο ενέργειας στο ρευστό προκύπτει

$$\dot{m}_f c_f dT_f \approx \dot{m}_f c_f (T_{f,\chi} - T_{f,\chi+\Delta\chi}) = h_v A \Delta\chi (T_{f,\chi} - T_{b,\chi}) \quad (3.38)$$

και ολοκληρώνοντας την παραπάνω σχέση προκύπτει

$$\int_0^{\Delta\chi} \frac{dT_f}{(T_f - T_b)} = \int_0^{\Delta\chi} \frac{h_v A d\chi}{\dot{m}_f c_f} = \frac{h_v A L}{N \dot{m}_f c_f} = \Phi_1 \quad (3.39)$$

και τελικά

$$T_{f,m+1} = T_{b,m} + (T_{f,m} - T_{b,m}) \exp(-\Phi_1) \quad (3.40)$$

Στη συνέχεια πραγματοποιείται ισοζύγιο ενέργειας στα χαλίκια σε μία στιβάδα  $m$ .

$$\begin{pmatrix} \text{Ρυθμός} \\ \text{αλλαγής} \\ \text{εσωτερικής} \\ \text{ενέργειας} \\ \text{χαλικιών} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{Ρυθμός} \\ \text{πρόσδοσης} \\ \text{ενέργειας} \\ \text{από} \\ \text{αέρα} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \text{Απώλειες} \\ \text{προς} \\ \text{περιβάλλον} \end{pmatrix}$$

ή διαφορετικά

$$(\rho A \Delta\chi)(1-\varepsilon)c_b \frac{dT_{b,m}}{dt} = \dot{m}_f c_f (T_{f,m} - T_{f,m+1}) - U_{st} A_{st} (T_{b,m} - T_a) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_{b,m}(t + \Delta t) = T_{b,m}(t) + [\Phi_2(T_{f,m} - T_{f,m+1}) - \Phi_3(T_{b,m} - T_a)]\Delta t \quad (3.41)$$

όπου

$$\Phi_1 = \frac{h_v AL}{N \dot{m}_f c_f}, \quad \Phi_2 = \frac{(\dot{m}c)_f * N}{\rho AL(1 - \varepsilon)c_b}, \quad \Phi_3 = \frac{U_{st} A_{st}}{(\dot{m}c)_f} \Phi_2$$

Οι εξισώσεις 3.40 και 3.41 είναι αρκετές ώστε να υπολογίζεται η θερμοκρασία του ρευστού και της δεξαμενής. Συγκεκριμένα, υποθέτοντας μία αρχική θερμοκρασία της δεξαμενής η οποία είναι η ίδια σε όλες τις ζώνες (π.χ 300 K) τότε :

$$[T_{b1}(t), T_{b2}(t), \dots, T_{bn}(t)]^T = 300K$$

Επίσης, είναι γνωστό ότι η θερμοκρασία του αέρα που εισέρχεται στην πρώτη στιβάδα κατά την αποθήκευση θα είναι πάντα  $T_{fout}$ . Άρα από τη εξίσωση 3.40 υπολογίζεται η θερμοκρασία με την οποία θα εισέλθει ο αέρας στην δεύτερη στιβάδα ( $T_{f,2}$ ). Στη συνέχεια υπολογίζεται η  $T_{f,3}$  κοκ μέχρι την θερμοκρασία  $T_{f,N+1}$  με την οποία εγκαταλείπει ο αέρας την δεξαμενή αποθήκευσης.

Στη συνέχεια είναι απαραίτητο να υπολογιστούν οι θερμοκρασίες της δεξαμενής αποθήκευσης για την επόμενη χρονική στιγμή  $t + \Delta t$ . Οι καινούργιες θερμοκρασίες της δεξαμενής υπολογίζονται από την εξίσωση 3.41. Έτσι προκύπτει ένα καινούργιο σετ θερμοκρασιών

$$[T_{b1}(t + \Delta \tau), T_{b2}(t + \Delta \tau), \dots, T_{bn}(t + \Delta \tau)]^T$$

και η διαδικασία επαναλαμβάνεται όπως και πριν ώστε να υπολογιστούν όλες οι θερμοκρασίες.

Η μέθοδος που παρουσιάστηκε παραπάνω χρησιμοποιείται και στον πηγαίο κώδικα της παρούσας μεταπτυχιακής για την περιγραφή της διαστρωμάτωσης στο

δοχείο αποθήκευσης όταν αποθηκεύεται ενέργεια. Στην περίπτωση όπου αφαιρείται θερμότητα από τη δεξαμενή υποτίθεται πως αφαιρείται ομοιόμορφα από κάθε ζώνη ανάλογα με το ποσό που χρειάζεται.

### Σύστημα Ελέγχου Λειτουργίας

Συλλέκτη και δεξαμενή αποθήκευσης :

Εάν  $T_{f,out}-T_{f,in}\geq 2$  και  $T_{f,out}>T_{χώρου}$  τότε  $\delta_{SI}=1$ .

Διαφορετικά  $\delta_{SI}=0$ .

Φορτίο και δοχείο αποθήκευσης :

Εάν  $T_{f,out}-T_{f,in}<2$  και  $T_{st}(I)>T_{χώρου}$  τότε  $\delta_{LI}=1$ .

Διαφορετικά  $\delta_{LI}=0$ .

Το κύκλωμα του συλλέκτη θα ανοίγει όταν η θερμοκρασιακή διαφορά του αέρα στην είσοδο και την έξοδο του συλλέκτη είναι μεγαλύτερη των 2°C και παράλληλα η θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο ξεπερνάει μία κατώτατη τιμή η οποία ορίζεται από τον χρήστη. Διαφορετικά εάν δεν ισχύει οποιαδήποτε από αυτές τις συνθήκες το κύκλωμα θα κλείνει. Αντίστοιχα, το κύκλωμα του φορτίου θα ανοίγει όταν η θερμοκρασιακή διαφορά στην είσοδο και έξοδο του συλλέκτη είναι μικρότερη των 2°C και η θερμοκρασία της 1<sup>ης</sup> στιβάδας της δεξαμενής αποθήκευσης είναι μεγαλύτερη από μία κατώτατη οριακή τιμή η οποία ορίζεται επίσης από τον χρήστη. Σε καμία περίπτωση δεν γίνεται και τα δύο κυκλώματα να είναι ανοιχτά.

Στη συνέχεια θα παρουσιαστούν τα βασικά σημεία του πηγαίου κώδικα που δημιουργήθηκε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής.

### 3.1.4 Περιγραφή Πηγαίου Κώδικα

Ο κώδικας είναι γραμμένος σε FORTRAN και έχει δημιουργηθεί ώστε να γίνονται οι υπολογισμοί με χρονικό βήμα 1 λεπτό. Αρχικά, πρέπει να δοθούν ορισμένα δεδομένα (π.χ. επιφάνεια συλλέκτη, ηλιακή ακτινοβολία κλπ.) και στη συνέχεια υπολογίζεται η θερμοκρασία εξόδου από τον συλλέκτη η θερμοκρασία της δεξαμενής καθώς και τα αντίστοιχα ποσά ενέργειας που αποθηκεύονται και καταναλώνονται.

#### Κώδικας για ZNX

Στην Εικόνα 3-1 παρουσιάζεται ο τρόπος υπολογισμού της θερμοκρασίας εξόδου του συλλέκτη καθώς και οι θερμοκρασίες του εναλλάκτη.

```
If (t>=(daycount-1)*24*60+trise .and. t<=(daycount-1)*24*60+trise+td)
then
qs=qmax*Sin(Pi*((t-(daycount-1)*24*60)-trise)/td)
Else
qs=0
End if
Ta=Tam+DTa*Sin(2*Pi*(t-(trise+360))/1440)
Tstag=Ta+ta_eff*qs/b/qref*Tam
Teout=Tein*(1-Frex*b/g)+Frex*Tam/g*(ta_eff*qs/qref+b*Ta/Tam)
Tfout=Tein+Qu/(e*mcmmin)
Tfin=Tfout-(Qu/mccol)
```

Εικόνα 3-1: Υπολογισμός θερμοκρασίας εξόδου από το συλλέκτη

Λόγω παρουσίας του εναλλάκτη αντιροής πρέπει να υπολογιστούν και ορισμένες παράμετροι όπως το  $F'_R$  σύμφωνα με την ανάλυση που προηγήθηκε στην παράγραφο 3.1.2. Συνεπώς για τον εναλλάκτη αντιροής :

```
!heat exchanger calculations
mccol=mcair*cair
mcexch=mc*c
mcmmin=min(mccol,mcexch)
Frex=Fr/(1+((Fr*A*U)/mccol)*((1/e)-1))
```

Εικόνα 3-2: Εναλλάκτης αντιροής

Επίσης, από τα βασικότερα σημεία στην προσομοίωση της λειτουργίας του ΗΘΣ είναι το σύστημα ελέγχου. Οι συνθήκες ελέγχου για το κύκλωμα του ZNX περιγράφηκαν στην παράγραφο 3.1.2 και παρουσιάζονται στην Εικόνα 3-3. Οι οριακές τιμές οι οποίες χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο (τιμές 6 και 2) επιλέγονται από τον χρήστη και αφορούν το κύκλωμα του συλλέκτη.

```
If (Tstag-Tfin>6) then
If (Tst>Tstmax) then
dc=0
Else
If (Teout-Tein>2) then
dc=1
Else
dc=0
End if
End if
Else
dc=0
Endif
```

Εικόνα 3-3: Συνθήκες ελέγχου

Αντίστοιχα για το κύκλωμα του φορτίου οι συνθήκες ελέγχου είναι

```
If (DTI>0) then
if (itypst==1) then ! Mixed tank
If (Tst<Tsup) then
dl=0
Else
dl=1
End if
else ! Stratified tank
If (Tlin<Tsup) then
dl=0
Else
dl=1
End if
end if
Else
dl=0
End if
```

Εικόνα 3-4: Συνθήκες ελέγχου κυκλώματος φορτίου

Επίσης, όπως έχει αναφερθεί πρέπει να γίνει διαχωρισμός για το αν θα υπάρχει διαστρωμάτωση ή όχι στη δεξαμενή αποθήκευσης. Για αυτό ορίζεται η μεταβλητή ελέγχου itypst η οποία λαμβάνει την τιμή 1 αν δεν υπάρχει διαστρωμάτωση και την τιμή 0 εάν υπάρχει. Εάν υπάρχει διαστρωμάτωση στη δεξαμενή τότε πρέπει να οριστεί πόσες στιβάδες θα χρησιμοποιηθούν καθώς και οι αρχικές τους θερμοκρασίες.

```
!Insert the number of divisions for stratified, maximum is 10, suggested is 3-5
nodiv=5
!Insert initial storage temp for each division [K]
if (itypst==0) then
Do i=1,nodiv
Tstrat(i)=300
End do
end if
```

Εικόνα 3-5: Διαστρωμάτωση δεξαμενής

Στη συνέχεια, υπολογίζεται η μέγιστη παροχή για το φορτίο ώστε να συγκριθεί με τη παροχή του συλλέκτη και να υπολογιστεί το χρονικό βήμα  $\Delta t$  ώστε να λυθούν οι εξισώσεις 3.24 και να προκύψει η θερμοκρασία της κάθε στιβάδας.

```
! We have to find the maximum flow rate in order to find the correct dt for stratified
storage.
if (tlmin<Tsup) then
flwmax=500.
else
flwmax=bqload/(c*(tlmin-Tsup))
end if
! In case maximum flow rate is 0, we have to avoid Nan.
If (flwmax<0 .or. flowmax==0) then
flwmax=0.001
end if
if (itypst==0) then
mstrat=max(mc,flwmax)
delta=.1*mst/(nodiv*mstrat*c) ! The maximum flow rate in order to ensure the
steadiness
if (delta>tr) then
delta=tr
else
delta=tr/(int(tr/delta)+1)
```

```

end if
print*,flwmax,bqload,delta
end if

```

Εικόνα 3-6: Υπολογισμός μέγιστης παροχής φορτίου

Εισάγεται συνθήκη ελέγχου έτσι ώστε να επιλέγεται κάθε φορά  $T_{L,in}=T_{strat}(1)$  και  $T_{e,in}=T_{strat}(N)$  με 1 και  $N$  να αντιπροσωπεύουν την πρώτη και τελευταία στιβάδα αντίστοιχα.

```

if (itypst==1) then
  Tein=Tst
else
  Tein=Tstrat(NODIV)
  Tlin=Tstrat(1)
end if

```

Εικόνα 3-7: Θερμοκρασίες άνω και κάτω στιβάδας

Τέλος, η μοντελοποίηση της διαστρωμάτωσης όπως περιγράφηκε παραπάνω ώστε να αλλάζει η εσωτερική ενέργεια στις πάνω και στις κάτω στιβάδες παρουσιάζεται στην Εικόνα 3-8.

```

if (itypst==1) then ! Mixed tank
  Tlin=Tst
  !Tlout=Tlin-Dtl
  Qst=dc*Qu-dl*Ql-Ust*Ast*(Tst-Ta)
  Tst=Tst+Qst*60/mst
else ! Stratified tank
  Tlin=Tstrat(1)
  frlcst=mc*c*delta*dc/(Mst/nodiv)
  frldst=ml*c*delta*dl/(Mst/nodiv)
  Do i=1,nodiv
    sum_fm=0;sum_gm=0;fm(i)=0;gm(i)=0
    if (i>1) then
      if (Teout>Tstrat(i) .and. Teout<Tstrat(i-1) ) then
        fm(i)=1
      else
        fm(i)=0
      end if
    end if
    Do j=1,i-1
      sum_fm=sum_fm+fm(j)
    end do
    cld(i)=(Tstrat(i-1)-Tstrat(i))*sum_fm
  end do

```



```

else
if (Teout>Tstrat(i) ) then
fm(i)=1
else
fm(i)=0
end if
sum_fm=0
cld(i)=0
end if
if (i<nodiv) then
if (Tlout<Tstrat(i) .and. Tlout>Tstrat(i+1)) then
gm(i)=1
else
gm(i)=0
end if
Do j=i+1,nodiv
sum_gm=sum_gm+gm(j)
end do
ldd(i)=(Tstrat(i+1)-Tstrat(i))*sum_gm
else
if (Tlout<Tstrat(i)) then
gm(i)=1
else
gm(i)=0
end if
sum_gm=0
ldd(i)=0
end if
Tsttmp(i)=Tstrat(i)+frlcs*(fm(i)*(Teout-Tstrat(i))+cld(i))+frldst*(gm(i)*(Tlout-
Tstrat(i))+ldd(i))-ust*(ast/nodiv)*(Tstrat(i)-Ta)*delta/(Mst/nodiv)
qst=qst+mst*(Tsttmp(i)-Tstrat(i))/(60*nodiv)
Tstrat(i)=Tsttmp(i)
end do
end if

```

Εικόνα 3-8: Μοντελοποίηση διαστρωμάτωσης στη δεξαμενή

#### Κώδικας για Θέρμανση Χώρων

Όπως έχει αναφερθεί οι βασικές διαφορές οι οποίες παρουσιάζουν και ενδιαφέρον σε ένα σύστημα αέρα είναι οι συνθήκες ελέγχου και η δεξαμενή αποθήκευσης η οποία αποτελείται από χαλίκι.

Αρχικά ορίζεται σε πόσες ζώνες θα χωριστεί η δεξαμενή, οι θερμοφυσικές ιδιότητες του αέρα και του αποθηκευτικού μέσου (χαλίκι) καθώς και ορισμένα ακόμα τεχνικά χαρακτηριστικά.

```
!insert storage length
L=5.0
!insert porosity of pebble
epsilon=0.4
!insert m and f of air and rhoair
mf=16.25
cf=1.006
rhoair=1.25
!insert number of divisions
N=5
!insert c and rho of pebbles
cb=840
rhob=1600
!insert Astorage
!insert pebble diameter
D=0.025
!insert hv
hv=7
!insert initial storage temperature
Tst_initial=297
```

Εικόνα 3-9: Χαρακτηριστικά δεξαμενής

Στη συνέχεια, υπολογίζονται οι παράμετροι  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$  όπως περιγράφηκαν στην παράγραφο 3.1.4 ώστε να ληφθεί υπόψιν η διαστρωμάτωση στη δεξαμενή. Επίσης, για να ξεκινήσει ο υπολογισμός των θερμοκρασιών στη δεξαμενή πρέπει να οριστεί μία αρχική θερμοκρασία του δοχείου για κάθε ζώνη που μελετάται.

```
phi1=(hv*Acr*L)/(n*mf*cf)
phi2=(mf*1000*cf*n)/(rhob*Acr*L*(1-epsilon)*cb)
phi3=(Ust*Ast*phi2)/(mf*cf*1000)
print*,phi1,phi2,phi3
do i = 1,N
  Tb(i)=Tst_initial
enddo
```

Εικόνα 3-10: Αρχικές συνθήκες και υπολογισμός παραμέτρων δεξαμενής

Ο υπολογισμός της θερμοκρασίας εξόδου του αέρα από τον συλλέκτη γίνεται όπως και πριν και δεν υπάρχει κάποια σημαντική διαφοροποίηση σε σχέση με τη διαδικασία που ακολουθήθηκε στο σύστημα ZNX. Στη συνέχεια, στην Εικόνα 3-11 παρουσιάζονται οι συνθήκες ελέγχου για το σύστημα της θέρμανσης.

```
if ((Tfout-Tfin)>=2) then
  if (Tfout>=295) then
    dc1=1
  else
    dc1=0
  endif
else
  dc1=0
endif
if (Tfout-Tfin<2) then
  if (Tb(1)>=297) then
    dl=1
  else
    dl=0
  endif
else
  dl=0
endif
```

Εικόνα 3-11: Συνθήκες ελέγχου κυκλώματος συλλέκτη

Ενώ ορίζεται και το ποσοστό κάλυψης  $t_{καλ}$

```
if (Qu<Ql) then
  tkal=1
else
  tkal=Ql/Qu
endif
```

Εικόνα 3-12: Ποσοστό κάλυψης

Η διαστρωμάτωση της δεξαμενής αποθήκευσης μοντελοποιείται όπως περιγράφηκε στην παράγραφο 3.1.3 και παρουσιάζεται στην Εικόνα 3-13. Τέλος, στην Εικόνα 3-14 υπολογίζεται μία νέα τιμή για την θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον συλλέκτη και η διαδικασία επαναλαμβάνεται. Τόσο ο κώδικας για το ZNX όσο και για τη θέρμανση μπορούν να βρεθούν αναλυτικά στο παράρτημα.

```

!Calculations gia apo8hkefsh
if (Tfout-Tfin>=2) then
do i=1,N
  Tf(i+1)=Tb(i)+(Tf(i)-Tb(i))*exp(-phi1)
enddo
do i=1,N
  Tstb(i)=Tb(i)+phi2*(Tf(i)-Tf(i+1))*(1-tkal)*60-phi3*(Tb(i)-Ta)*60
  Tb(i)=Tstb(i)
enddo
else
do i=1,N
  Tstb(i)=Tb(i)+(Qst*60*n)/437000000/n
  Tb(i)=Tstb(i)
  Tf(1)=Tb(1)
  Tf(n+1)=Tb(n)
enddo
endif

```

Εικόνα 3-13: Μοντελοποίηση διαστρωμάτωσης δεξαμενής

```

if (Tfout-Tfin>=2) then
Tfin=tkal*Tlout+(1-tkal)*Tf(N+1)
else
  Tfin=Tlout
endif

```

Εικόνα 3-14: Υπολογισμός θερμοκρασίας εισόδου στον συλλέκτη

## 3.2 Το Λογισμικό TRNSYS

### 3.2.1 Γενικά

Το TRNSYS (TRaNsient SYstems Simulation program) αποτελεί ένα πλήρες υπολογιστικό περιβάλλον για την προσομοίωση χρονικά μεταβαλλόμενων συστημάτων, συμπεριλαμβανομένων και πολυζωνικών κτιρίων. Η χρήση του γίνεται για την αξιολόγηση νέων ενεργειακών διατάξεων, από απλά συστήματα θέρμανσης νερού οικιακής χρήσης έως το σχεδιασμό και τη προσομοίωση κτιρίων και του εξοπλισμού τους, συμπεριλαμβανομένων των συστημάτων ελέγχου και τη

συμπεριφορά των κατοίκων, αλλά και εναλλακτικών ενεργειακών συστημάτων (αιολικά, ηλιακά, φωτοβολταϊκά και συστήματα υδρογόνου) [31].

Δημιουργήθηκε από το Solar lab του πανεπιστημίου του Wisconsin και ένα ιδιαίτερα σημαντικό λειτουργικό χαρακτηριστικό του TRNSYS είναι η ανοιχτή δομή του. Ο πηγαίος κώδικας του πυρήνα και τα μοντέλα των στοιχείων είναι διαθέσιμα για του χρήστες, απλοποιώντας έτσι την επέκταση των ήδη υπαρχόντων μοντέλων με σκοπό την εναρμόνισή τους με τις συγκεκριμένες ανάγκες των χρηστών. Η αρχιτεκτονική με βάση τα αρχεία DLL επιτρέπει στους χρήστες να προσθέσουν εύκολα νέα μοντέλα στοιχείων, χρησιμοποιώντας γνωστές γλώσσες προγραμματισμού (FORTRAN) [31].

Επιπροσθέτως, το TRNSYS μπορεί να συνδεθεί με διάφορες εφαρμογές, έτσι ώστε να είναι δυνατή η επεξεργασία των δεδομένων πριν αλλά και μετά από την προσομοίωση. Στις εφαρμογές του TRNSYS συμπεριλαμβάνονται:

- Ηλιακά συστήματα (ηλιακά θερμικά και φωτοβολταϊκά)
- Κτήρια χαμηλής ενέργειας και συστήματα θέρμανσης και εξαερισμού με χαρακτηριστικά εξελιγμένου σχεδιασμού (φυσική κυκλοφορία αέρα, διπλή πρόσοψη).
- Συστήματα ανανεώσιμης ενέργειας
- Συστήματα συμπαραγωγής
- Κυψέλες καυσίμου.

### **3.2.2 Το Στούντιο Προσομοίωσης**

Το κύριο περιβάλλον γραφικών του TRNSYS είναι το στούντιο προσομοίωσης, όπου και δημιουργούνται οι διάφορες διατάξεις, μεταφέροντας και τοποθετώντας τα στοιχεία στο χώρο εργασίας, συνδέοντας τα και θέτοντας τις γενικές

παραμέτρους της προσομοίωσης. Το στούντιο προσομοίωσης δημιουργεί ένα αρχείο με τις πληροφορίες της διάταξης (Trnsys Project File \*.tpf). Όταν γίνει η προσομοίωση, δημιουργείται επιπλέον ένα αρχείο εισόδων, δηλαδή ένα αρχείο κειμένου που περιέχει όλες τις πληροφορίες της προσομοίωσης, αλλά καμία γραφική απεικόνιση.

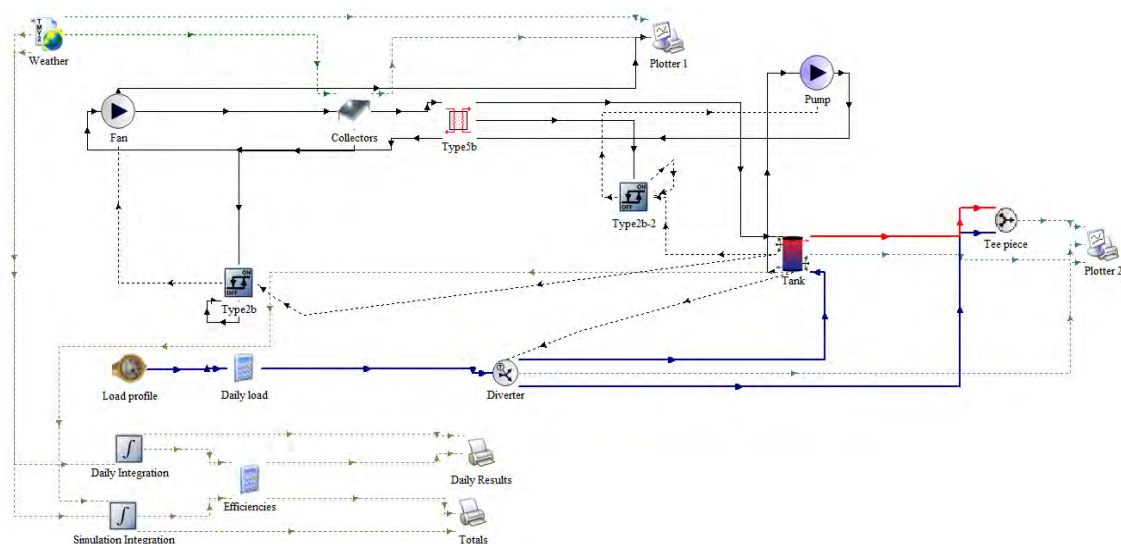
Το στούντιο προσομοίωσης περιλαμβάνει επιπλέον ένα διαχειριστή εξόδων, απ' όπου ελέγχονται οι μεταβλητές που πρόκειται να ολοκληρωθούν, να εκτυπωθούν ή να παρασταθούν και ένα διαχειριστή σφαλμάτων που επιτρέπει τη λεπτομερή μελέτη των γεγονότων που έλαβαν χώρα κατά την προσομοίωση.

Τέλος, μέσω του στούντιο προσομοίωσης μπορούν να διενεργηθούν πολλές επιπρόσθετες εργασίες όπως η δημιουργία νέων στοιχείων χρησιμοποιώντας την επιλογή «Fortran Wizard», η επεξεργασία των παραμέτρων, των εισόδων, των εξόδων και της περιγραφής ενός στοιχείου και η επισκόπηση των εξαγόμενων αρχείων [31].

### **3.2.3 Στοιχεία που Χρησιμοποιήθηκαν στην Προσομοίωση**

Στην Εικόνα 3-15 παρουσιάζεται το σύστημα αέρα για την παραγωγή ZNX όπως διαμορφώθηκε για τους υπολογισμούς με τη χρήση του TRNSYS. Τα βασικά στοιχεία του συστήματος είναι :

- Ο ηλιακός συλλέκτης
- Ο εναλλάκτης αντιρροής
- Η δεξαμενή αποθήκευσης
- Αντλία και ανεμιστήρας
- Οι διακόπτες ελέγχου



Εικόνα 3-15: Σχηματικό διάγραμμα στο TRNSYS για ΗΘΣ Αέρα για παραγωγή ZNX

### Ηλιακός Συλλέκτης (Type 1b)

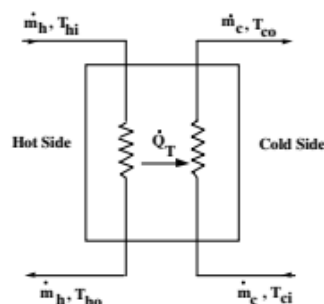
Επιλέγεται ένα μοντέλο επίπεδου ηλιακού συλλέκτη η απόδοση του οποίου εξαρτάται από τα τεχνικά χαρακτηριστικά του. Επίσης, υπάρχει η δυνατότητα να χρησιμοποιηθούν πολλοί συλλέκτες διατεταγμένοι σε σειρά και ο βαθμός απόδοσης να υπολογιστεί με βάση τον αριθμό και τα επιμέρους χαρακτηριστικά τους. Απαραίτητα στοιχεία τα οποία δίνονται από τον χρήστη για τη λειτουργία του συλλέκτη είναι η επιφάνεια των συλλεκτών, η θερμοχωρητικότητα του ρευστού που κυκλοφορεί στον συλλέκτη καθώς και τα τεχνικά χαρακτηριστικά  $F_R U$  και  $(\tau\alpha)_{eff}$ . Στην Εικόνα 3-16 παρουσιάζεται ο πίνακας των απαραίτητων παραμέτρων που ορίζονται από τον χρήστη για την σωστή λειτουργία του λογισμικού.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number in series	1	-	More...		
2	Collector area	200	m <sup>2</sup>	More...		
3	Fluid specific heat	1.006	kJ/kg.K	More...		
4	Efficiency mode	1	-	More...		
5	Tested flow rate	45	kg/hr.m <sup>2</sup>	More...		
6	Intercept efficiency	0.62000	-	More...		
7	Efficiency slope	12	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K	More...		
8	Efficiency curvature	0	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K <sup>2</sup>	More...		
9	Optical mode 2	2	-	More...		

Εικόνα 3-16: Παράμετροι ηλιακού συλλέκτη

### Εναλλάκτης Αντιρροής (Type 5b)

Για τη μεταφορά θερμότητας από το ρευστό του συλλέκτη που είναι αέρας στο ρευστό το οποίο θα πάει στην κατανάλωση το οποίο είναι νερό απαραίτητη είναι η παρουσία εναλλάκτη. Ο εναλλάκτης που χρησιμοποιείται διακρίνεται στη πλευρά όπου κυκλοφορεί το ψυχρό ρευστό (νερό) το οποίο απάγει θερμότητα και στην πλευρά όπου κυκλοφορεί το θερμό ρευστό (αέρας) το οποίο αποβάλλει θερμότητα. Η παραπάνω διαδικασία φαίνεται και στο Σχήμα 3-10.



Σχήμα 3-10: Εναλλάκτης αντιρροής [31]

Απαραίτητο είναι ο χρήστης να ορίσει τις θερμοχωρητικότητες των 2 ρευστών που κυκλοφορούν στον εναλλάκτη. Για δεδομένη παροχή εισόδου του κάθε ρευστού



η οποία μπορεί να μεταβάλλεται το στοιχείο του εναλλάκτη υπολογίζει τις θερμοκρασίες εξόδου καθώς και τις παροχές των 2 ρευστών καθώς και τον ρυθμό ανταλλαγής θερμότητας μεταξύ των 2 ρευμάτων. Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζεται το παράθυρο του TRNSYS όπου πρέπει να οριστούν οι παράμετροι του εναλλάκτη.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Counter flow mode	2	-	More...		
2	Specific heat of hot side fluid	1.006	kJ/kg.K	More...		
3	Specific heat of cold side fluid	4.19	kJ/kg.K	More...		
4	Not used	0	-	More...		

Εικόνα 3-17: Παράμετροι εναλλάκτη

### Δεξαμενή Αποθήκευσης (Type 4b)

Το δοχείο αποθήκευσης μοντελοποιείται θεωρώντας  $N$  αριθμό ζωνών όπου η θερμοκρασία είναι σταθερή κατά μήκος κάθε ζώνης. Σε περίπτωση όπου το  $N=1$  τότε όπως είναι προφανές θεωρείται πως δεν υπάρχει διαστρωμάτωση στη δεξαμενή. Η διαδικασία που ακολουθείται για την μαθηματική περιγραφή της διαστρωμάτωσης είναι παρόμοια με αυτή που περιγράφηκε στην παράγραφο 3.1.2 ενώ μία σχηματική αναπαράσταση της δεξαμενής για την μοντελοποίηση της παρουσιάζεται στο Σχήμα 3-11.

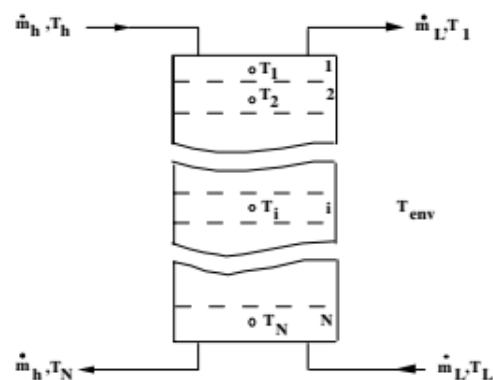


Figure 5.11.1-1: Stratified Fluid Storage Tank

Σχήμα 3-11: Δεξαμενή αποθήκευσης [31]

Στην Εικόνα 3-18 παρουσιάζονται οι παράμετροι που πρέπει να οριστούν από το χρήστη για την δεξαμενή αποθήκευσης.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Variable inlet positions	2	-	More...		
2	Tank volume	15	m <sup>3</sup>	More...		
3	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K	More...		
4	Fluid density	1000.0	kg/m <sup>3</sup>	More...		
5	Tank loss coefficient	1.8	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K	More...		
6	Height of node-1	0.3	m	More...		
7	Height of node-2	0.3	m	More...		
8	Height of node-3	0.3	m	More...		
9	Height of node-4	0.3	m	More...		
10	Height of node-5	0.3	m	More...		
11	Height of node-6	0.3	m	More...		
12	Auxiliary heater mode	1	-	More...		
13	Node containing heating element -1	1	-	More...		
14	Node containing thermostat -1	1	-	More...		
15	Set point temperature for element-1	60	C	More...		
16	Deadband for heating element-1	5.0	deltaC	More...		
17	Maximum heating rate of element -1	481000	kJ/hr	More...		
18	Node containing heating element -2	1	-	More...		
19	Node containing thermostat -2	1	-	More...		
20	Set point temperature for element-2	50	C	More...		
21	Deadband for heating element-2	5.0	deltaC	More...		
22	Maximum heating rate of element -2	481000	kJ/hr	More...		
23	Not used (Flue UA)	0.0	W/K	More...		
24	Not used (Tflue)	20.0	C	More...		
25	Boiling point	100.0	C	More...		

1	How many temperature levels (nodes) should be used in the tank?	6
2	How many heating elements to be modeled in this tank?	2

Εικόνα 3-18: Παράμετροι δεξαμενής αποθήκευσης

Τα δεδομένα τα οποία εισάγονται στο στοιχείο της δεξαμενής είναι ο όγκος της, η ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού ( $4.19 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{K}$  για νερό) η πυκνότητα του ρευστού ( $1000 \text{ Kg/m}^3$  για νερό) καθώς και ο συντελεστής θερμικών απωλειών της δεξαμενής  $U$ .

Στη συνέχεια, πρέπει να ορισθούν ορισμένα στοιχεία σχετικά με την ύπαρξη ή μη διαστρωμάτωσης στο δοχείο αποθήκευσης. Αρχικά ορίζεται ο αριθμός των ζωνών  $N$  και στη συνέχεια το ύψος κάθε ζώνης. Το ύψος κάθε ζώνης υπολογίζεται σε σχέση με την προηγούμενη ζώνη ώστε το συνολικό άθροισμα να δίνει το ύψος της δεξαμενής.

Με γνωστές τις παροχές εισόδου του ρευστού κάθε χρονική στιγμή υπολογίζονται οι θερμοκρασίες εξόδου του ρευστού. Συγκεκριμένα, υπολογίζεται η θερμοκρασία του υγρού που εισέρχεται στον συλλέκτη καθώς και η θερμοκρασία του υγρού το οποίο καταναλώνεται για την κάλυψη αναγκών σε ZNX. Επίσης, στα αποτελέσματα περιλαμβάνονται οι θερμικές απώλειες της δεξαμενής, το θερμικό φορτίο το οποίο αποδίδεται για την κάλυψη των αναγκών, καθώς και οι παροχές εξόδου του ρευστού προς τον συλλέκτη και προς το κύκλωμα του φορτίου.

#### Αντλία-Ανεμιστήρας (Type 3b-Type 3a)

Για την κυκλοφορία του ρευστού απαραίτητη είναι η ύπαρξη στοιχείων όπως οι αντλίες και οι ανεμιστήρες. Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 3-15 τοποθετείται ένας ανεμιστήρας (Type 3a) μεταξύ συλλέκτη και εναλλάκτη και μία αντλία (Type 3b) μεταξύ δεξαμενής και εναλλάκτη.

Ο ανεμιστήρας χρησιμοποιείται για την κυκλοφορία του αέρα στον συλλέκτη και στον εναλλάκτη. Απαραίτητο είναι να οριστεί από τον χρήστη η μέγιστη δυνατή παροχή αέρα για τον ανεμιστήρα, η θερμοχωρητικότητα του ρευστού καθώς και η

ισχύς του. Τα στοιχεία εισόδου είναι η παροχή του αέρα που εισέρχεται και η θερμοκρασία του καθώς και ένα σήμα ελέγχου το οποίο λαμβάνει τιμές από 0 ως 1. Το σήμα εισόδου καθορίζει το ποσό του αέρα το οποίο θα εξέλθει από τον ανεμιστήρα. Το 0 σηματοδοτεί πως δεν εξέρχεται καθόλου αέρας από τον ανεμιστήρα και συνεπώς το κύκλωμα του συλλέκτη κλείνει ενώ εάν το σήμα εισόδου ισούται με τη μονάδα η ποσότητα του αέρα που εξέρχεται ισούται με την αντίστοιχη που εισέρχεται. Τα στοιχεία εξόδου είναι η ποσότητα του αέρα που θα εξέλθει, η θερμοκρασία εξόδου καθώς και η καταναλισκόμενη ενέργεια του ανεμιστήρα.

Παρόμοια είναι και η λειτουργία της αντλίας με βασική διαφορά πως το ρευστό σε αυτή την περίπτωση είναι υγρό (νερό). Οι παράμετροι της αντλία που πρέπει να οριστούν είναι η μέγιστη επιτρεπτή παροχή ρευστού, η θερμοχωρητικότητα του ρευστού, ένας συντελεστής μετατροπής της αντλίας και η ισχύς της. Όπως και στον ανεμιστήρα ως στοιχεία εισόδου λαμβάνεται η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στην αντλία, η παροχή του και ένα σήμα ελέγχου το οποίο λαμβάνει τιμές από 0 ως 1. Όταν η τιμή του σήματος είναι 0 τότε η αντλία δεν λειτουργεί με αποτέλεσμα να μην κυκλοφορεί νερό στο κύκλωμα εναλλάκτης-δεξαμενή αποθήκευσης. Αντίθετα, όταν το σήμα ελέγχου λαμβάνει την τιμή 1 τότε η ποσότητα του ρευστού που εξέρχεται από την αντλία ισούται με αυτήν που εισήλθε. Ως αποτέλεσμα τα στοιχεία εξόδου από την αντλία είναι η παροχή και η θερμοκρασία εξόδου του υγρού καθώς και η ενέργεια που καταναλώθηκε από την αντλία.

Συνεπώς, η ύπαρξη αντλίας και ανεμιστήρα εκτός από την κυκλοφορία των ρευστών συμβάλει έμμεσα και στον έλεγχο του συστήματος καθώς ανάλογα με το σήμα εισόδου παρέχεται η δυνατότητα διακοπής της κυκλοφορίας των ρευστών στα κυκλώματα του συλλέκτη και του φορτίου. Το παραπάνω επιτυγχάνεται με τη χρήση των διακοπών ελέγχου οι οποίοι περιγράφονται στη συνέχεια.

### Διακόπτες Ελέγχου (Type 2b)

Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 3-15 χρησιμοποιήθηκαν 2 διαφορετικοί διακόπτες. Αυτά τα στοιχεία ελέγχου ως εξόδο παράγουν ένα σήμα το οποίο λαμβάνει τιμές μόνο 0 και 1. Η τιμή του σήματος εξόδου καθορίζεται από τη διαφορά μεταξύ δύο θερμοκρασιών ( $T_h$  και  $T_l$ ) και 2 ορίων που έχουν οριστεί από το χρήστη.

Για το κύκλωμα του συλλέκτη ως άνω θερμοκρασία ( $T_h$ ) επιλέχθηκε η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συλλέκτη  $T_{fout}$  ενώ η κάτω θερμοκρασία ορίζεται ( $T_l$ ) από τον χρήστη. Τα επιτρεπτά όρια είναι 10 και 2 °C και ο έλεγχος γίνεται ως εξής:

- Όταν  $T_h - T_l > 10$  τότε output control function  $\rightarrow 0$
- Όταν  $T_h - T_l < 2$  τότε output control function  $\rightarrow 0$
- Διαφορετικά output control function  $\rightarrow 1$ .

Το σήμα εξόδου από τον διακόπτη 1 εισέρχεται ως σήμα εισόδου στον ανεμιστήρα και δίνει εντολή αν ο ανεμιστήρας θα λειτουργήσει ή όχι με αποτέλεσμα έτσι να ελέγχεται το πότε είναι ανοιχτό το κύκλωμα του συλλέκτη.

Παρόμοια είναι και η λειτουργία του διακόπτη 2 ο οποίος βρίσκεται ανάμεσα από τη δεξαμενή αποθήκευσης και τον εναλλάκτη. Η βασική διαφορά είναι πως εδώ η άνω θερμοκρασία  $T_h$  είναι η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη και η θερμοκρασία  $T_l$  αντιστοιχεί στη θερμοκρασία της άνω στιβάδας του δοχείου αποθήκευσης. Όπως και πριν ανάλογα με τις τιμές των θερμοκρασιών ο διακόπτης 2 παράγει ως σήμα εξόδου ή 0 ή 1 και έτσι ελέγχεται αν θα λειτουργεί η αντλία ή όχι.

Τέλος, πολλές φορές συνιστάται να πραγματοποιείται μία σύνδεση της εξόδου του διακόπτη με την είσοδο του ίδιου διακόπτη ώστε να δημιουργείται μία χρονική

υστέρηση στους υπολογισμούς. Στην Εικόνα 3-19 παρουσιάζονται τα στοιχεία εισόδου που πρέπει να δοθούν από τον χρήστη για τη σωστή λειτουργία των διακοπών.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Upper input temperature Th	20.0	C	More...		
2	Lower input temperature TI	10.0	C	More...		
3	Monitoring temperature Tin	20.0	C	More...		
4	Input control function	0	-	More...		
5	Upper dead band dT	10.0	Temp. Difference	More...		
6	Lower dead band dT	2.0	Temp. Difference	More...		

Εικόνα 3-19: Δεδομένα των στοιχείων ελέγχου

### 3.3 Η Μέθοδος των Καμπύλων $f$

Αντιλαμβανόμενοι την ανάγκη για ακριβείς υπολογισμούς, χωρίς τη χρήση λογισμικών πακέτων, ερευνητές του Πανεπιστημίου του Wisconsin, μετά από πολλές εφαρμογές του προγράμματος TRNSYS, απέδειξαν ότι για συστήματα ζεστού νερού χρήσης ή/και θέρμανση χώρων, το κλάσμα του ολικού θερμικού φορτίου που θα καλυφθεί από την ηλιακή ενέργεια εξαρτάται από τις παραμέτρους  $X$  και  $Y$  που παρουσιάζονται παρακάτω. Στην πραγματικότητα η παράμετρος  $X$  εκφράζει τον λόγο απωλειών του συλλέκτη προς το φορτίο ζήτησης ενώ η παράμετρος  $Y$  τον λόγο της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στον συλλέκτη προς το φορτίο. Η μέθοδος αυτή είναι γνωστή ως μέθοδος των  $f$ -καμπυλών και βασίζεται στον υπολογισμό του κλάσματος του φορτίου το οποίο καλύπτεται από την ηλιακή ενέργεια. Η μέθοδος των καμπύλων

$f$  έχει ενσωματωθεί τόσο στο εθνικό όσο και στο ευρωπαϊκό πρότυπο και παρουσιάζεται αναλυτικά στη συνέχεια.

Αρχικά ορίζονται οι παράμετροι  $X, Y$

$$X = \frac{A}{Q_L} F_R \bar{U} (T_{ref} - T_a) \frac{F'_R}{F_R} N_{hr} K_1 K_2 K_3 \quad (3.42)$$

$$Y = \frac{A F_R (\tau\alpha)_{eff} S}{Q_L} \frac{F'_R}{F_R} K_4 \quad (3.43)$$

όπου

$A$ : Επιφάνεια ηλιακού συλλέκτη

$S$ : Ηλιακή προσπίπτουσα ακτινοβολία στον συλλέκτη κατά τη διάρκεια ενός μηνός

$Q_L$ : Μηνιαίο φορτίο ζήτησης.

$F_R, U, (\tau\alpha)_{eff}$ : Τεχνικά χαρακτηριστικά του συλλέκτη

$F'_R/F_R$ : Διορθωτικός συντελεστής λόγω ύπαρξης εναλλάκτη.

$T_{ref}$ : Θερμοκρασία αναφοράς η οποία ισούται με 100°C.

$T_a$ : Μέση μηνιαία θερμοκρασία 24ώρου.

$N_{hr}$ : Συνολικός αριθμός ωρών του συγκεκριμένου μήνα που εξετάζεται.

$K_1, K_2, K_3, K_4$ : Συντελεστές με διορθωτικό χαρακτήρα διαφορετικοί για κάθε σύστημα.

Συντελεστής  $K_1$

Ο συντελεστής  $K_1$  εξαρτάται από την επιφάνεια του ηλιακού συλλέκτη και το ρευστό το οποίο κυκλοφορεί στον συλλέκτη.

Εάν το ρευστό στο συλλέκτη είναι νερό τότε

$$K_I=1$$

Εάν το ρευστό είναι αέρας τότε

$$K_I=0.51(C_{σλ}/A_{σλ})$$

όπου

$$C_{σλ} = \dot{m} c \text{ [kW/}^{\circ}\text{C]} \text{ του κυκλώματος του συλλέκτη.}$$

### Συντελεστής $K_2$

Ο συντελεστής  $K_2$  εξαρτάται από τα χαρακτηριστικά της δεξαμενής αποθήκευσης του συστήματος που μελετάται καθώς και από το φέρον ρευστό.

Εάν το ρευστό είναι νερό τότε

$$K_2 = 4.19 \left[ \frac{m_{st} c_{st}}{A_{σλ}} \right]^{-0.25} \quad (3.44)$$

Αντίστοιχα για συστήματα αέρα

$$K_2 = 5.51 \left[ \frac{m_{st} c_{st}}{A_{σλ}} \right]^{-0.3} \quad (3.45)$$

όπου  $m_{st} \cdot c_{st}$  [KJ/°C] το γινόμενο της αποθηκευμένης μάζας και της ειδικής θερμοχωρητικότητας.

### Συντελεστής $K_4$

Ο συντελεστής  $K_4$  αναφέρεται στην ύπαρξη εναλλάκτη στο σύστημα όταν το εργαζόμενο μέσο είναι νερό.

Για αέρα :  $K_4=1$



$$\text{Για νερό : } K_4 = 1.05 - 0.088 \left[ \frac{\varepsilon_L C_{\min}}{(UA)_{bldg}} \right]^{-0.78} \quad (3.46)$$

όπου

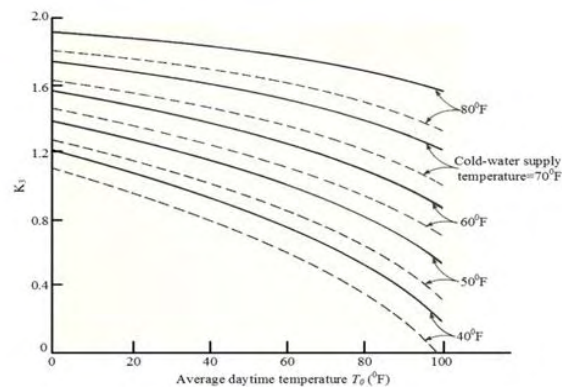
$\varepsilon_L$ : Συντελεστής απόδοσης εναλλάκτη φορτίου.

$(UA)_{bldg}$ : Ο ρυθμός θερμικών απωλειών ανά °C [kW/°C].

$C_{\min}=[m_L \cdot c_L]_{\min}$ , Ελάχιστη θερμική χωρητικότητα εναλλάκτη φορτίου.

### Συντελεστής $K_3$

Ο συντελεστής  $K_3$  λαμβάνει υπόψη τις θερμοκρασίες του νερού  $T_{\text{δίκτυου}}$  από το δίκτυο και προς τη ζήτηση  $T_{L,in}$ , σε σχέση με τη μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος  $T_a$  σύμφωνα με το παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 3-12: Συντελεστής Ζεστού Νερού  $K_3$

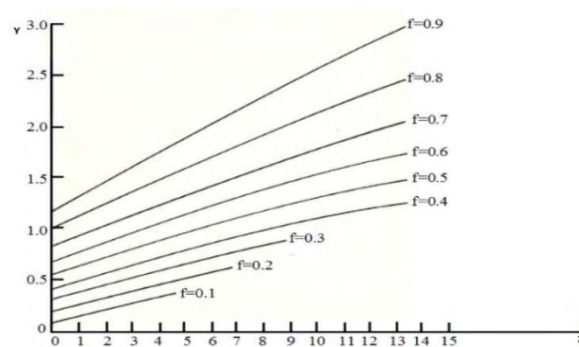
Όσον αφορά συστήματα στα οποία υπάρχουν ανάγκες μόνο για ZNX και όχι για θέρμανση των χώρων μέσω ηλιακής ενέργειας τότε πρέπει να χρησιμοποιηθεί μία τροποποιημένη έκφραση για τον συντελεστή  $X$  η οποία δίνεται παρακάτω.

$$X_{ZNX} = X \frac{(11.6 + 1.18T_{L,in} + 3.86T_{\delta\kappa\acute{\omega}\omicron\upsilon} - 2.32\bar{T}_{\alpha})}{T_{ref} - \bar{T}_{\alpha}} \quad (3.47)$$

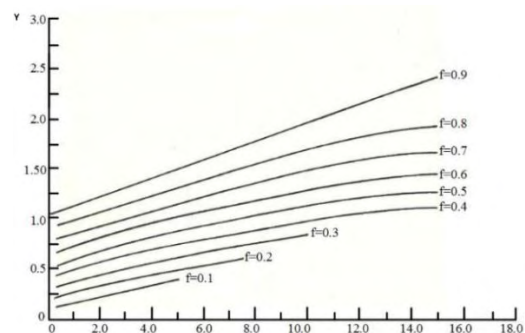
Τέλος, ο λόγος  $F'_R/F_R$  υπολογίζεται όπως περιγράφηκε στην υποενότητα 3.1.2 στην ανάλυση του εναλλάκτη.

Γνωρίζοντας όλες τις παραμέτρους των εξισώσεων 3.42 και 3.43 αρχικά υπολογίζονται οι παράμετροι  $X, Y$ . Η παράμετρος  $X$  κυμαίνεται  $0 < X < 18$  ενώ αντίστοιχα η  $Y$  λαμβάνει τιμές  $0 < Y < 3$ . Στη συνέχεια, για τον υπολογισμό του κλάσματος  $f$  μπορούν να χρησιμοποιηθούν είτε διαγράμματα είτε μαθηματικές εκφράσεις που έχουν αναπτυχθεί.

Τα Σχήματα 3-13 και 3-14 εικονίζουν το ποσοστό κάλυψης συναρτήσει των  $X, Y$  για συστήματα νερού και αέρα αντίστοιχα.



Σχήμα 3-13: Καμπύλες  $f$  για σύστημα ηλιακής θέρμανσης με υγρό



Σχήμα 3-14: Καμπύλες  $f$  για σύστημα ηλιακής θέρμανσης με αέρα

Σε περίπτωση που δεν υπάρχουν διαθέσιμα διαγράμματα για τον υπολογισμό του  $f$  μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι παρακάτω μαθηματικές σχέσεις :

Για νερό :

$$f = 1.029Y - 0.065X - 0.245Y^2 + 0.0018X^2 + 0.0215Y^3 \quad (3.48)$$

Για αέρα :

$$f = 1.040Y - 0.065X - 0.159Y^2 + 0.00187X^2 - 0.0095Y^3 \quad (3.49)$$

Γενικά είναι επιθυμητό το κλάσμα  $f$  να μην παίρνει τιμές κοντά στο 0 ή στο 1. Όταν η τιμή του  $f$  είναι κοντά στο 0 τότε το ηλιοθερμικό σύστημα αδυνατεί να καλύψει το απαιτούμενο θερμικό φορτίο. Αντίθετα, όταν η τιμή του  $f$  είναι κοντά στη μονάδα αυτό σημαίνει ότι το φορτίο υπερκαλύπτεται και το πιο πιθανόν είναι το συγκεκριμένο ΗΘΣ να χαρακτηρίζεται από υψηλό κόστος εγκατάστασης.

Τέλος, η μέση ωφέλιμη ενέργεια δίνεται από τον τύπο  $f \times Q_L$

Ενώ η μέση ετήσια κάλυψη είναι

$$F = \frac{\sum_{i=1}^{12} f_i Q_{L,i}}{\sum_{i=1}^{12} Q_{L,i}} \quad (3.50)$$

Ομοίως ορίζεται και ο βαθμός απόδοσης του ηλιακού συστήματος ως ο λόγος της ενέργειας που χρησιμοποιήθηκε για την κάλυψη των αναγκών προς την συνολική ενέργεια που παράχθηκε μέσω της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας από τον συλλέκτη. Ο βαθμός απόδοσης του συστήματος δίνεται από τη σχέση

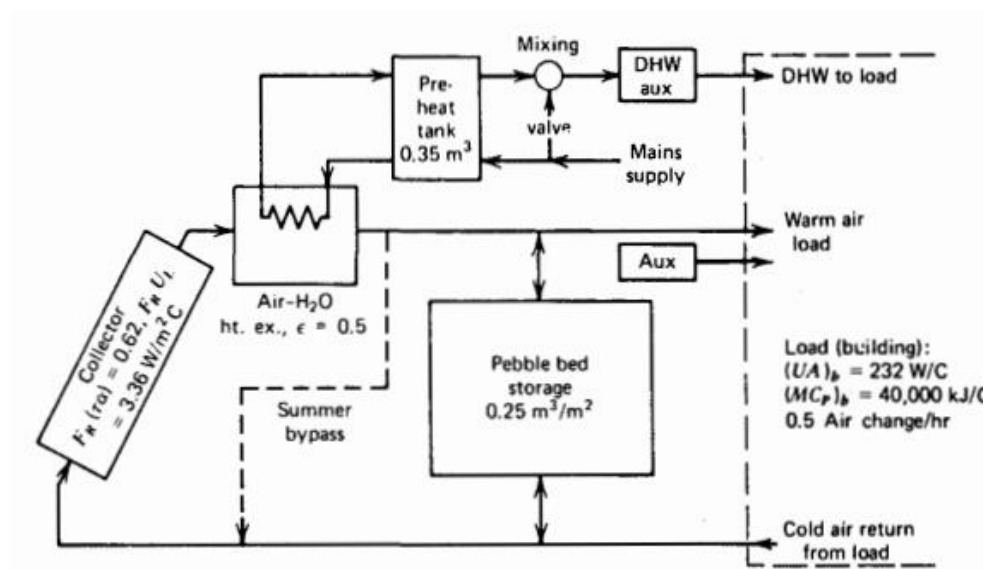
$$n_{\Sigma \nu \sigma} = \frac{\sum_{i=1}^{12} f_i Q_{L,i}}{\sum_{i=1}^{12} A q_{s,i}} \quad (3.51)$$

## Κεφάλαιο 4 Πιστοποίηση Πηγαίου Κώδικα

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα παραδείγματα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν ώστε να γίνει πιστοποίηση της σωστής λειτουργίας του πηγαίου κώδικα που δημιουργήθηκε στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας. Οι παράμετροι που εξετάστηκαν ήταν το κλάσμα κάλυψης  $f$  το οποίο προκύπτει από την εφαρμογή του κώδικα και ο ημερήσιος βαθμός απόδοσης του συστήματος.

### 4.1 Μελέτη κατοικίας 150 m<sup>2</sup>

Η πρώτη εφαρμογή που εξετάστηκε είναι από παράδειγμα το οποίο υπάρχει στο βιβλίο των Duffie και Beckman και παρουσιάζεται στη συνέχεια [27]. Το σύστημα το οποίο εξετάστηκε βρίσκεται στο Madison του Wisconsin το οποίο χαρακτηρίζεται από γεωγραφικό πλάτος  $\phi=43.13^\circ$  και εικονίζεται στο Σχήμα 4-1.



Σχήμα 4-1: Σχηματικό διάγραμμα του συστήματος αέρα που προσομοιώθηκε για κατοικία 150m<sup>2</sup> [27].

Το παραπάνω ΗΘΣ χρησιμοποιείται για τη θέρμανση χώρων σε κατοικία καλά μονωμένη, επιφάνειας  $150\text{m}^2$ . Τα στοιχεία του συλλέκτη είναι  $F_R(\tau\alpha)_{eff}=0.62$ ,  $F_RU=3.38$  και υποτίθεται ότι είναι σταθερά και η παροχή του αέρα στον συλλέκτη είναι  $0.0125\text{ kg/m}^2\text{sec}$ . Εξετάστηκαν 4 επιφάνειες ηλιακού συλλέκτη ( $10, 30, 55, 105\text{ m}^2$ ) με κλίση  $58^\circ$  ενώ η ανακλαστικότητα του εδάφους ισούται με  $0.2$  για κάθε περίπτωση.

Η δεξαμενή αποθήκευσης σχεδιάζεται έτσι ώστε κάθε φορά ο όγκος της να είναι  $0.25/A_{\text{σολ}}\text{ m}^3/\text{m}^2$  επιφάνειας συλλέκτη. Η πυκνότητα των χαλκικών είναι  $1600\text{ kg/m}^3$  ενώ η ειδική θερμοχωρητικότητά τους  $840\text{ J/kg}^\circ\text{C}$ . Για τη δεξαμενή θεωρείται συντελεστής θερμικών απωλειών  $U_{st}=0.5\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  και η θερμοκρασία περιβάλλοντος κοντά στη δεξαμενή είναι σταθερή κατά τη διάρκεια τη προσομοίωσης και ισούται με  $20^\circ\text{C}$ . Τα φορτία θέρμανσης κατά τη διάρκεια του έτους καθώς και η μέση μηνιαία προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο (των τελευταίων 22 ετών) παρουσιάζονται στον πίνακα 4-1.

Πίνακας 4-1: Φορτία θέρμανσης και προσπίπτουσα ακτινοβολία παραδείγματος

Μήνας	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Φορτίο [kWh/μήνα]	5000	3750	2778	1944	1111	640	667	667	891	1972	2564	3380
Μέση Ημερήσια Μηνιαία Ακτινοβολία σε Οριζόντιο Επίπεδο [kWh/m <sup>2</sup> /ημέρα]	1.81	2.73	3.62	4.51	5.37	5.95	5.89	5.08	4.08	2.78	1.80	1.52
Μέση Ημερήσια Μηνιαία Ακτινοβολία σε Επίπεδο κλίσης $58^\circ$ [kWh/m <sup>2</sup> /ημέρα]	3.6	4.22	4.33	4.26	4.33	4.45	4.54	4.49	4.45	3.88	3.13	3.23

Τέλος, κατά την εφαρμογή του πηγαίου κώδικα για τον υπολογισμό της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στον συλλέκτη χρησιμοποιείται μία ημιτονοειδής εξίσωση της μορφής

$$q_{s(t)} = q_{s,\max} \sin \frac{t - t_{\text{rise}}}{t_d} \quad (4.1)$$

όπου

$q_{s,\max}$ : Η μέγιστη ακτινοβολία στη διάρκεια της μέρας

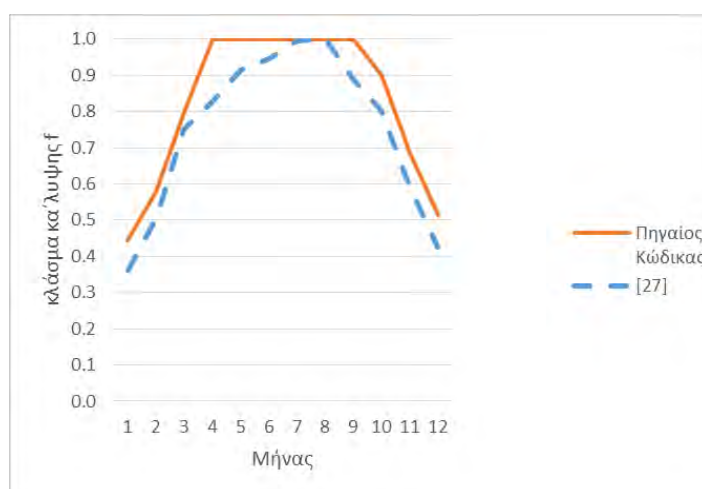
$t$ : Ο χρόνος σε λεπτά που μεταβάλλεται με χρονικό βήμα 1 λεπτό

$t_{\text{rise}}$ : Ο χρόνος ανατολής του ήλιου σε λεπτά

$t_d$ : Η χρονική διάρκεια της μέρας σε λεπτά

## 4.2 Αποτελέσματα Συστήματος Ζεστού Νερού Χρήσης

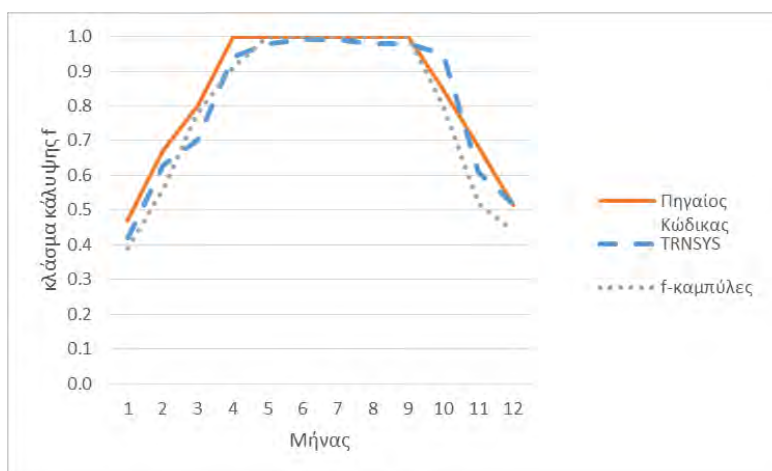
Για τη σύγκριση των αποτελεσμάτων του πηγαίου κώδικα μελετήθηκε η επιφάνεια των 55 m<sup>2</sup> για την κάλυψη των αναγκών σε φορτία ZNX. Στο Σχήμα 4-2 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα ποσοστού κάλυψης για την περίπτωση που εξετάστηκε σύμφωνα με τον πηγαίο κώδικα και με τη βιβλιογραφία.



Σχήμα 4-2: Ποσοστό κάλυψης φορτίων ZNX κατοικίας

Τα αποτελέσματα του πηγαίου κώδικα βρίσκονται αρκετά κοντά με τα αντίστοιχα της βιβλιογραφίας ιδιαίτερα κατά τους χειμερινούς μήνες. Η μεγαλύτερη απόκλιση που παρατηρείται είναι περίπου 18%. Ωστόσο, αποκλίσεις 15-20% θεωρούνται αποδεκτές καθώς δεν γίνεται να είμαστε απόλυτα σίγουροι και ακριβείς για τα μετεωρολογικά δεδομένα (π.χ. ακτινοβολία) που χρησιμοποιήθηκαν στη βιβλιογραφία. Επίσης, η εφαρμογή του πηγαίου κώδικα έγινε σύμφωνα με την εξίσωση 4.1 για τον υπολογισμό της ακτινοβολίας και αποτελεί προσεγγιστική μέθοδο.

Στο Σχήμα 4-3, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για το κλάσμα κάλυψης όπως προέκυψαν με τη χρήση του TRNSYS, την εφαρμογή του πηγαίου κώδικα καθώς και με τη μέθοδο των  $f$  καμπυλών σύμφωνα με τις εξισώσεις 3.50 και 3.51 κατά τη περίοδο ενός έτους.



Σχήμα 4-3: Αποτελέσματα μεθόδων υπολογισμού κλάσματος κάλυψης  $f$  κατοικίας

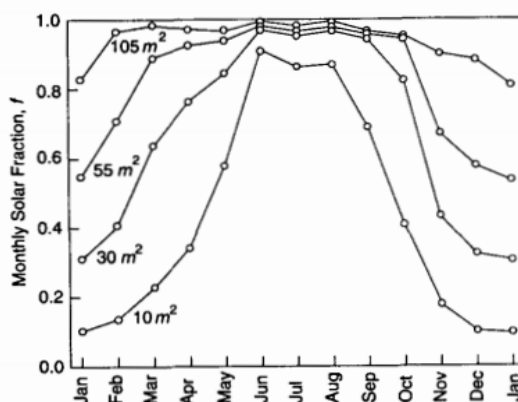
Και οι τρεις τρόποι υπολογισμού του ποσοστού κάλυψης συμφωνούν μεταξύ τους στα αποτελέσματα. Οι αποκλίσεις που υπάρχουν είναι μικρές με την μέθοδο των  $f$ -καμπυλών να αντιστοιχεί στις χαμηλότερες τιμές του διαγράμματος ενώ τα αποτελέσματα του πηγαίου κώδικα παρουσιάζουν αυξητική τάση. Οι παραπάνω

διαφορές είναι αποδεκτές καθώς δεν επηρεάζουν σε σημαντικό βαθμό τα χαρακτηριστικά του συστήματος.

Επίσης, τα αποτελέσματα των τριών μεθόδων επηρεάζονται σε σημαντικό βαθμό και από τον χρόνο προσομοίωσης. Ο πηγαίος κώδικας εφαρμόζεται θεωρώντας μία ημιτονοειδή κατανομή της προσπίπτουσας ακτινοβολίας για κάθε μέρα που εφαρμόζεται. Το παραπάνω όμως δεν ισχύει για μεγάλους χρόνους προσομοίωσης καθώς το προφίλ της προσπίπτουσας ακτινοβολίας μεταβάλλεται. Συνεπώς, τα αποτελέσματα του πηγαίου κώδικα αναφέρονται σε μικρό χρόνο προσομοίωσης 1-2 μέρες. Αντίθετα, η μέθοδος των  $f$ -καμπυλών χρησιμοποιείται με χρονικό ορίζοντα ένα μήνα. Τέλος, με το TRNSYS πραγματοποιήθηκε προσομοίωση κατά τη διάρκεια του κάθε μήνα. Λαμβάνοντας υπόψιν τις παραπάνω διαφορές στις προσπίπτουσες ακτινοβολίες ανάλογα με τον χρόνο προσομοίωσης τα αποτελέσματα είναι ικανοποιητικά και οι διαφορές τους αναμενόμενες.

## 4.2 Αποτελέσματα Συστήματος Θέρμανσης

Στο Σχήμα 4-4 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα τα οποία προέκυψαν σύμφωνα με τη βιβλιογραφία για το κλάσμα κάλυψης  $f$ .

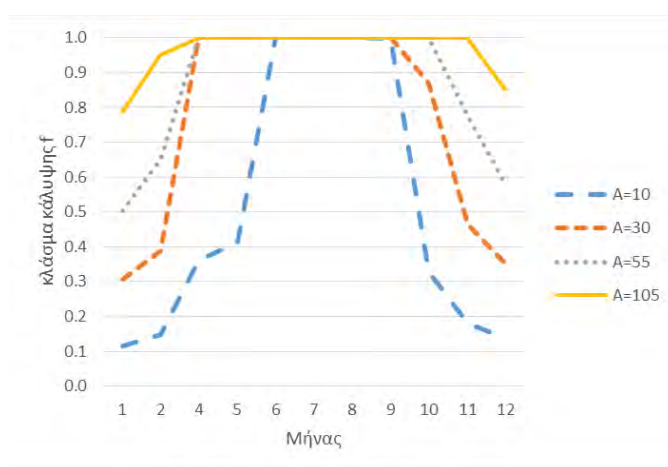


Σχήμα 4-4: Ποσοστό κάλυψης  $f$  κατοικίας [27]



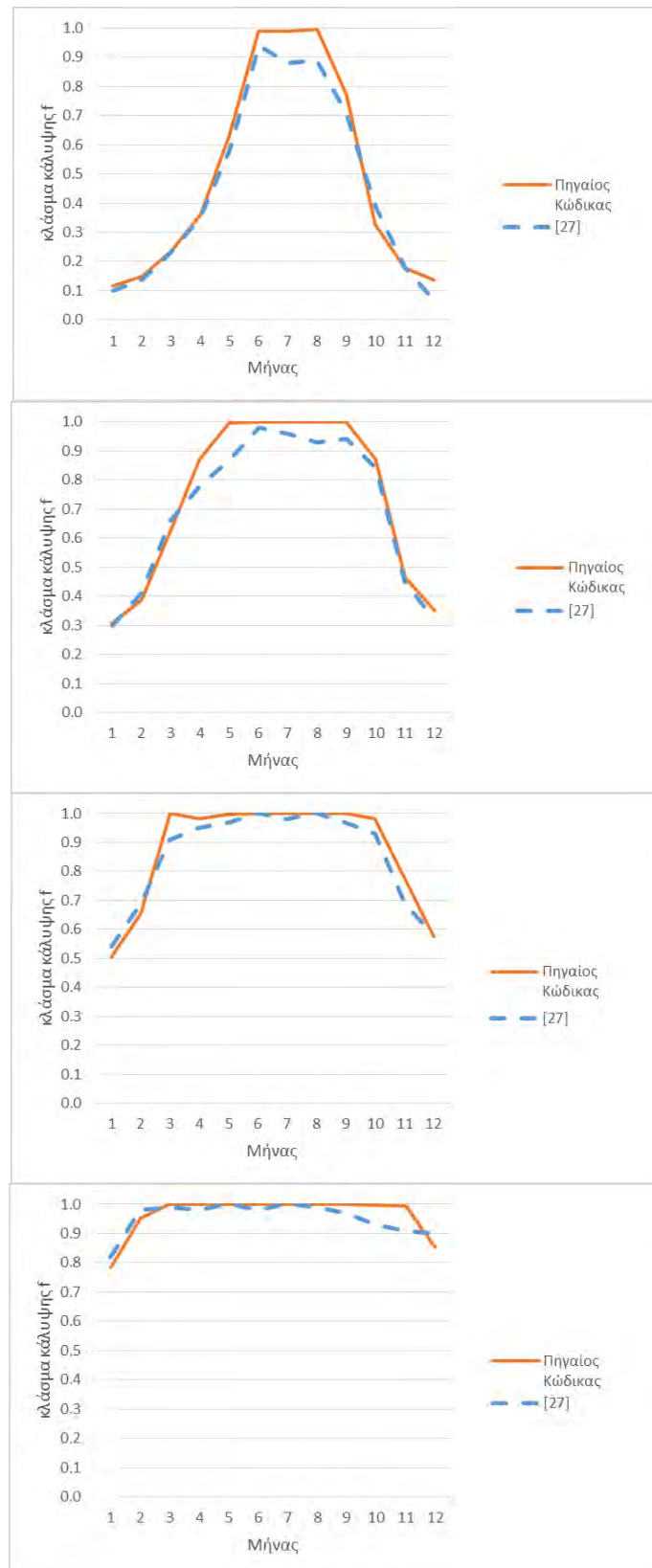
Όπως είναι αναμενόμενο όσο αυξάνεται η επιφάνεια του συλλέκτη αυξάνεται και το κλάσμα κάλυψης  $f$ . Για την μεγαλύτερη επιφάνεια των 105 m<sup>2</sup> το κλάσμα κάλυψης δεν είναι ποτέ μικρότερο του 0.82. Ωστόσο, αυτό δεν είναι απαραίτητα και επιθυμητό καθώς όπως αναφέρθηκε ποσοστά κοντά στη μονάδα συνεπάγονται και υπερδιαστασιολόγηση του συστήματος και υψηλό κόστος εγκατάστασης.

Στο Σχήμα 4-5 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν με τη χρήση του πηγαίου κώδικα για το ίδιο παράδειγμα.



Σχήμα 4-5: Ποσοστό κάλυψης  $f$  κατοικίας σύμφωνα με τον πηγαίο κώδικα

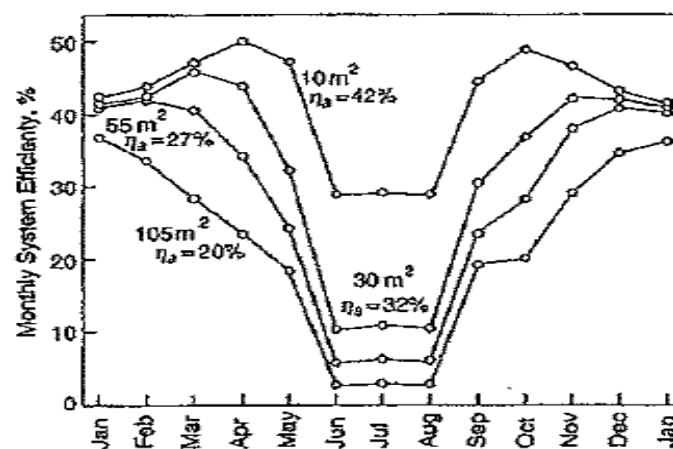
Συγκρίνοντας τα Σχήματα 4-4 και 4-5 είναι φανερό πως τα διαγράμματα δεν παρουσιάζουν σημαντικές διαφορές. Συγκεκριμένα οι μεγαλύτερες διαφορές που παρατηρούνται είναι  $\pm 15\%$ . Οι διαφορές παρουσιάζονται αναλυτικά και στο Σχήμα 4-6 για κάθε επιφάνεια συλλέκτη που μελετήθηκε.



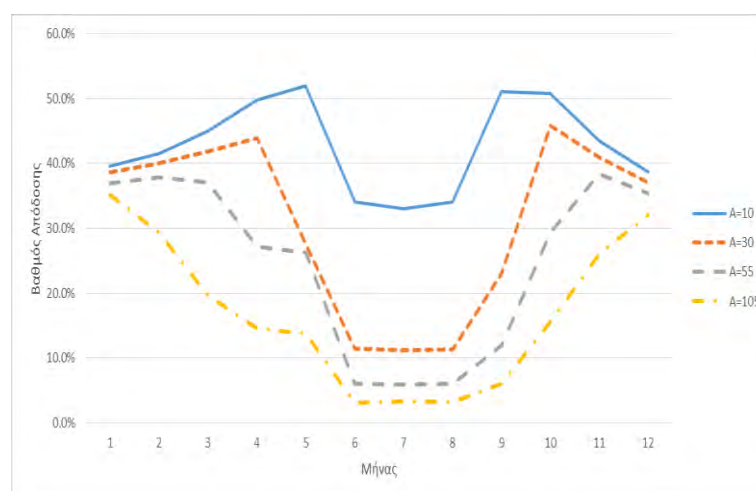
Σχήμα 4-6: Ποσοστό κάλυψης  $f$  για (α)  $A=10 \text{ m}^2$ , (β)  $30 \text{ m}^2$ , (γ)  $55 \text{ m}^2$  και (δ)  $105 \text{ m}^2$

Από τα αποτελέσματα των παραπάνω διαγραμμάτων είναι φανερό πως δεν υπάρχουν σημαντικές αποκλίσεις. Το κλάσμα κάλυψης  $f$  το οποίο υπολογίστηκε με τον πηγαίο κώδικα παρουσιάζει ελαφρώς υψηλότερες τιμές από τις αντίστοιχες της βιβλιογραφίας. Τέλος, όπως αναφέρθηκε το κλάσμα κάλυψης αυξάνεται όσο αυξάνεται και η επιφάνεια του συλλέκτη.

Στη συνέχεια παρουσιάζεται και ο βαθμός απόδοσης του συστήματος όπως υπολογίστηκε από τον πηγαίο κώδικα καθώς και τα αποτελέσματα της βιβλιογραφίας.



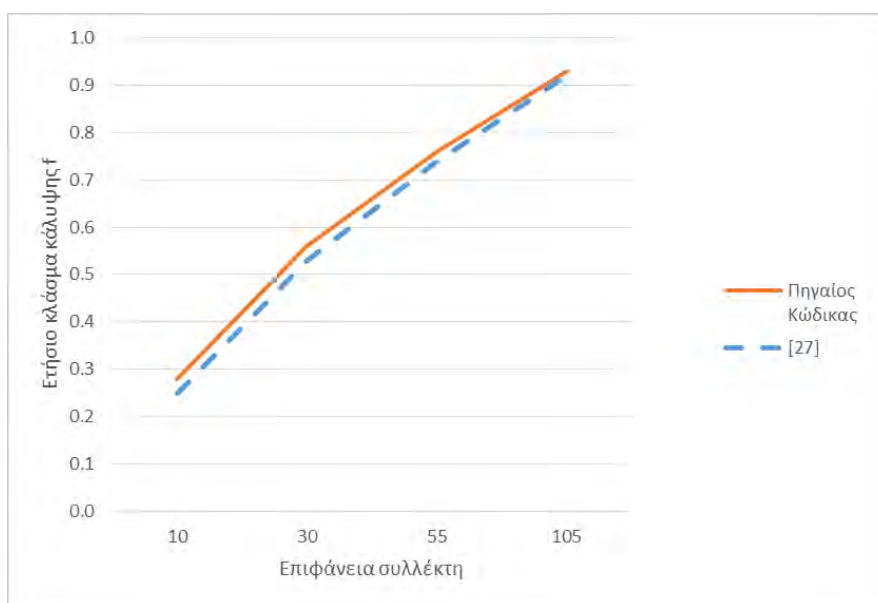
Σχήμα 4-7: Βαθμός απόδοσης ΗΘΣ κατοικίας [27]



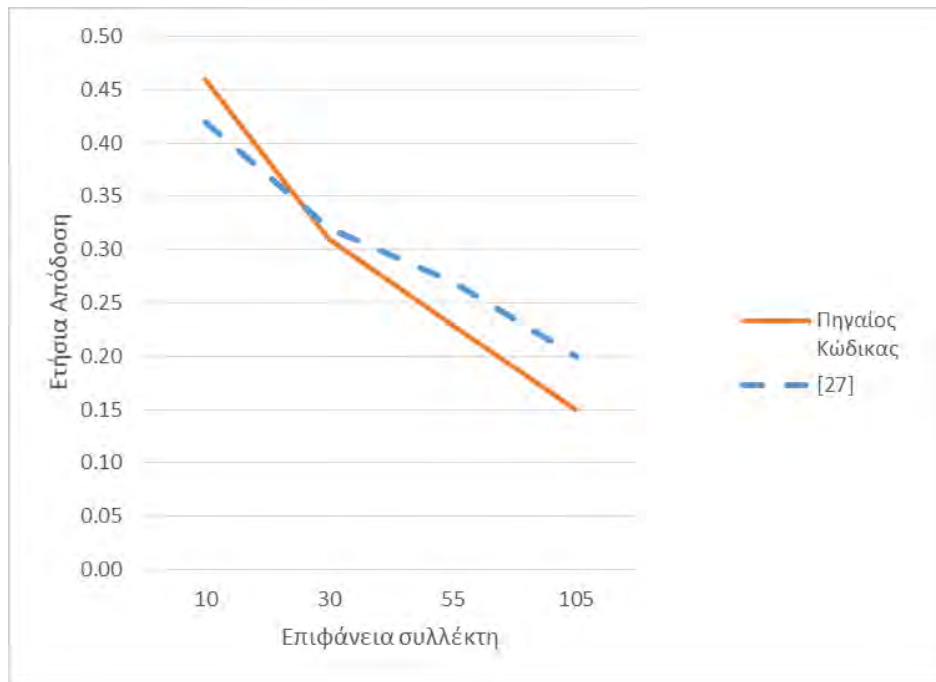
Σχήμα 4-8: Βαθμός απόδοσης ΗΘΣ κατοικίας σύμφωνα με τα αποτελέσματα του Πηγαίου Κώδικα

Για τις μεγάλες επιφάνειες του συλλέκτη που εξετάστηκαν παρατηρείται σημαντική πτώση του βαθμού απόδοσης του συστήματος. Αυτό είναι ιδιαίτερα εμφανές κατά τους μήνες όπου τα φορτία θέρμανσης είναι χαμηλά και υποδηλώνει πως κατά τις συγκεκριμένες ημερομηνίες το σύστημα είναι υπερδιαστασιολογημένο με αποτέλεσμα ένα μέρος της παραγόμενης ενέργειας του συλλέκτη να είναι ανεκμετάλλευτο.

Τέλος, στα Σχήματα 4-9 και 4-10 παρουσιάζεται το ετήσιο ποσοστό κάλυψης και ο βαθμός απόδοσης του συστήματος συναρτήσει της επιφάνειας του συλλέκτη. Το ετήσιο κλάσμα κάλυψης  $f$  όπως είναι λογικό αυξάνεται με αύξηση της επιφάνειας του ηλιακού συλλέκτη. Η επιφάνεια των 105 m<sup>2</sup> παρουσιάζει ετήσιο ποσοστό κάλυψης περίπου 90% ενώ η επιφάνεια των 55 m<sup>2</sup> περίπου 75%.



Σχήμα 4-9: Ετήσιο κλάσμα κάλυψης  $f$  συναρτήσει της επιφάνειας του συλλέκτη



Σχήμα 4-10: Ετήσιος Βαθμός Απόδοσης ΗΘΣ συναρτήσει της επιφάνειας του συλλέκτη

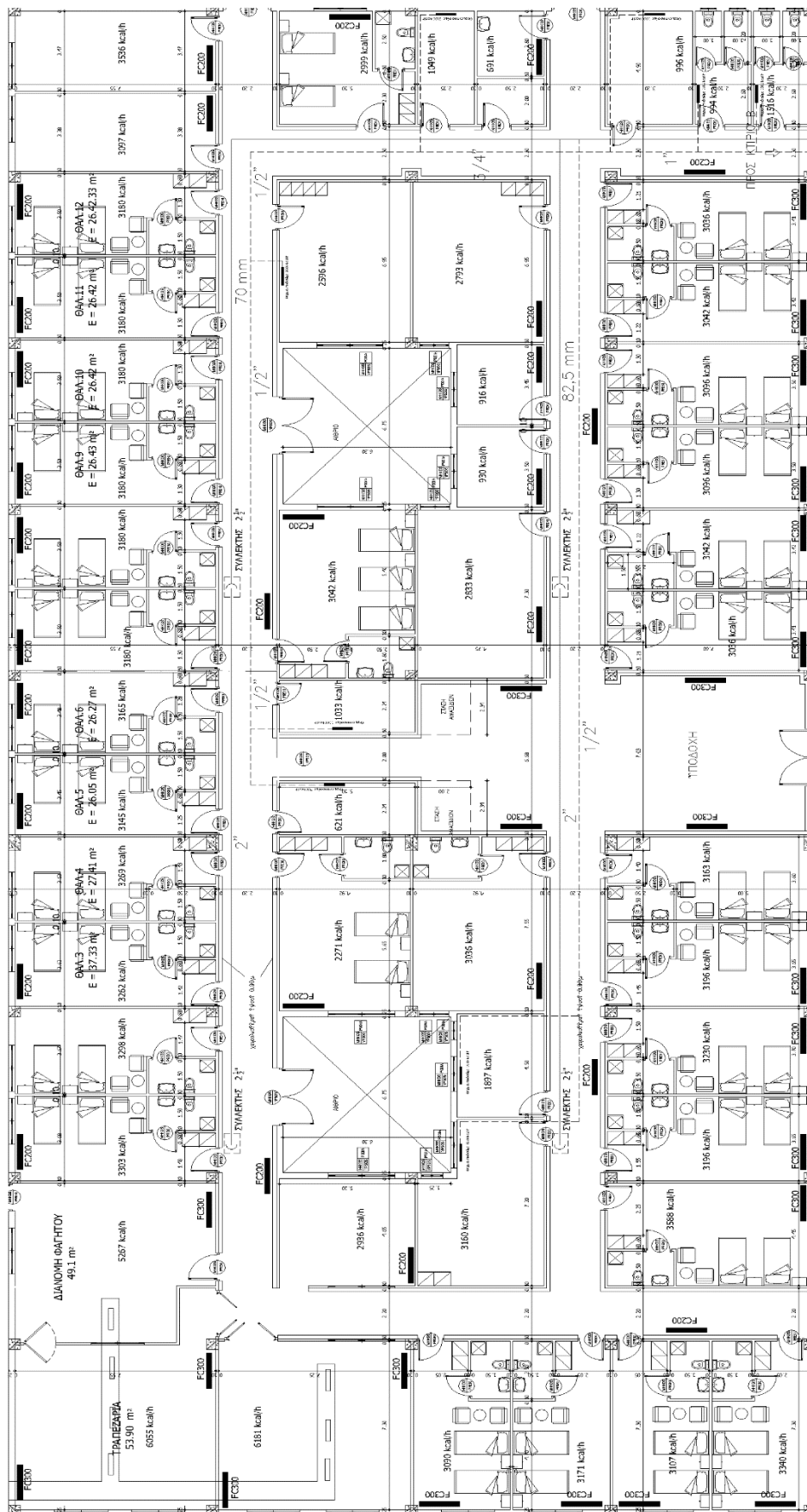
Τα αποτελέσματα του πηγαίου κώδικα βρίσκονται πολύ κοντά στις πραγματικές τιμές όπως φαίνεται και από τα διαγράμματα. Οι διαφορές που υπάρχουν είναι μικρές και μπορεί να οφείλονται σε αποκλίσεις των δεδομένων όπως η ηλιακή ακτινοβολία, η διάρκεια της μέρας και η ώρα ανατολής του ήλιου τα οποία απαιτούνται για την εφαρμογή του κώδικα. Το γεγονός ότι για την εφαρμογή του πηγαίου κώδικα υποτίθεται ημιτονοειδής κατανομή της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στο συλλέκτη σίγουρα επηρεάζει τα αποτελέσματα καθώς αποτελεί μία προσεγγιστική μέθοδο υπολογισμού. Ωστόσο, οι τιμές όπως φαίνεται και στα παραπάνω Σχήματα είναι πολύ κοντά μεταξύ τους με μικρές αποκλίσεις η οποίες δεν επηρεάζουν σε σημαντικό βαθμό την αξιολόγηση για τη συμπεριφορά του ΗΘΣ που εξετάστηκε.

## Κεφάλαιο 5 Μελέτη Γηροκομείου

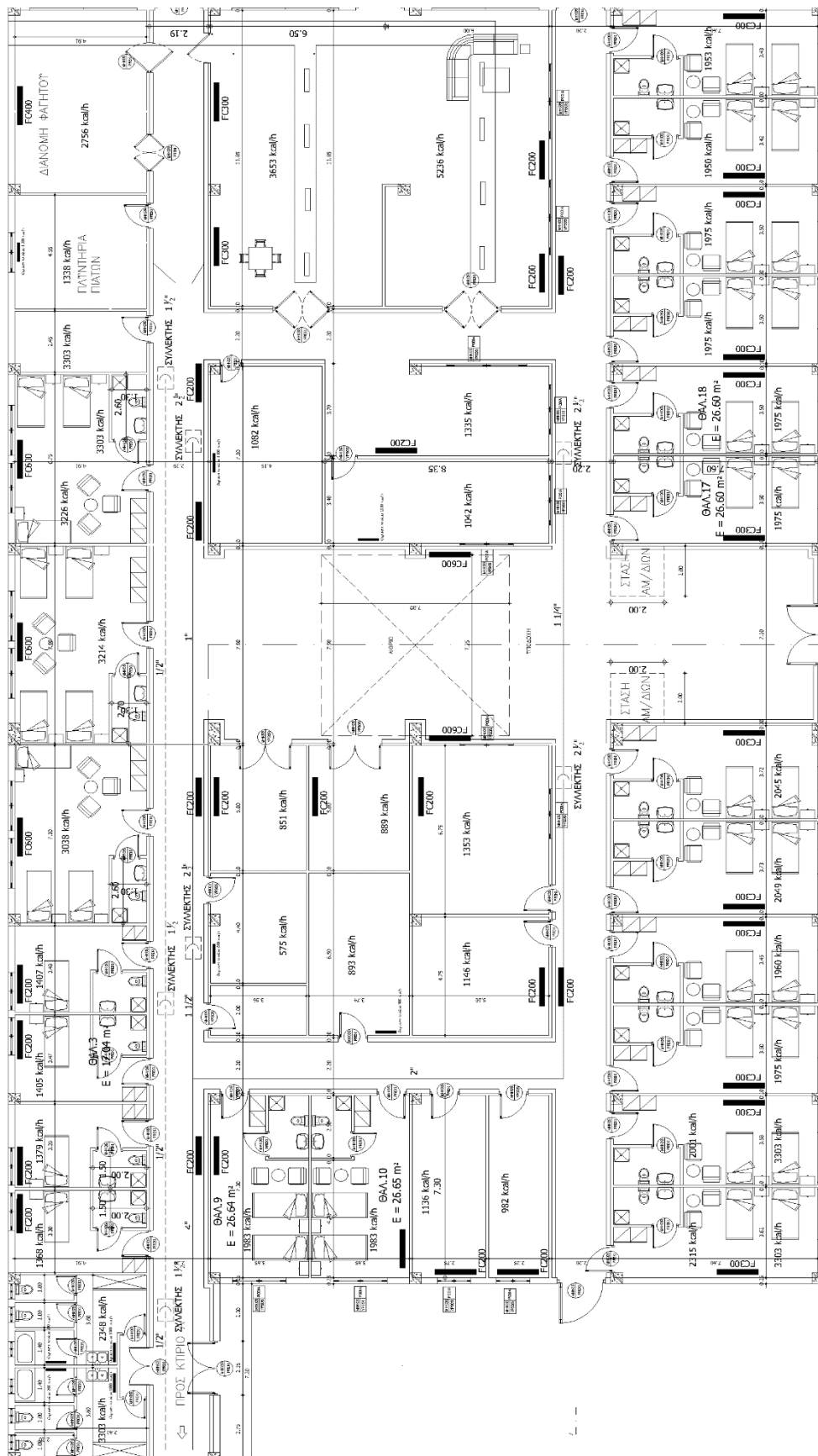
Στο πέμπτο κεφάλαιο πραγματοποιείται μελέτη γηροκομείου το οποίο βρίσκεται στη Λάρισα. Γίνεται περιγραφή της κατάστασης του κτηρίου, παρουσιάζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά του και υπολογίζονται τα φορτία θέρμανσης και ζεστού νερού χρήσης. Στη συνέχεια γίνεται μελέτη για την εγκατάσταση ηλιακών συλλεκτών ώστε να καλύπτονται οι ανάγκες μέσω ενός ΗΘΣ αέρα. Η μελέτη πραγματοποιείται τόσο μέσω του πηγαίου λογισμικού που αναπτύχθηκε όσο και με τη χρήση του TRNSYS καθώς και με τη μέθοδο των  $f$ -καμπυλών. Τέλος, συγκρίνεται το σύστημα αέρα με ένα αντίστοιχο νερού ως προς την κάλυψη των θερμικών αναγκών και των αναγκών σε ZNX.

### 5.1 Περιγραφή του Χώρου

Το γηροκομείο το οποίο εξετάστηκε βρίσκεται στο 6<sup>ο</sup> χιλιόμετρο Λάρισας-Αμπελώνα και αποτελείται από 3 κυρίως κτήρια. Στα κτήρια Α και Β υπάρχουν οι μονάδες διαβίωσης όπου φιλοξενούνται οι ηλικιωμένοι ενώ υπάρχει και ένα τρίτο κτήριο για τους εργαζομένους όπου στεγάζονται τα γραφεία διοίκησης, τα μαγειρεία και το λεβητοστάσιο. Στις εικόνες 5-1 και 5-2 παρουσιάζονται οι κατόψεις των κτηρίων Α και Β στις οποίες αναγράφονται και τα φορτία σχεδιασμού. Στην εικόνα 5-3 παρουσιάζεται η μία μεζονέτα του χώρου. Συνολικά υπάρχουν 6 και είναι πανομοιότυπες. Τέλος, στις εικόνες 5-4 και 5-6 παρουσιάζονται οι κατόψεις για το ισόγειο και τον πρώτο όροφο των γραφείων διοίκησης.

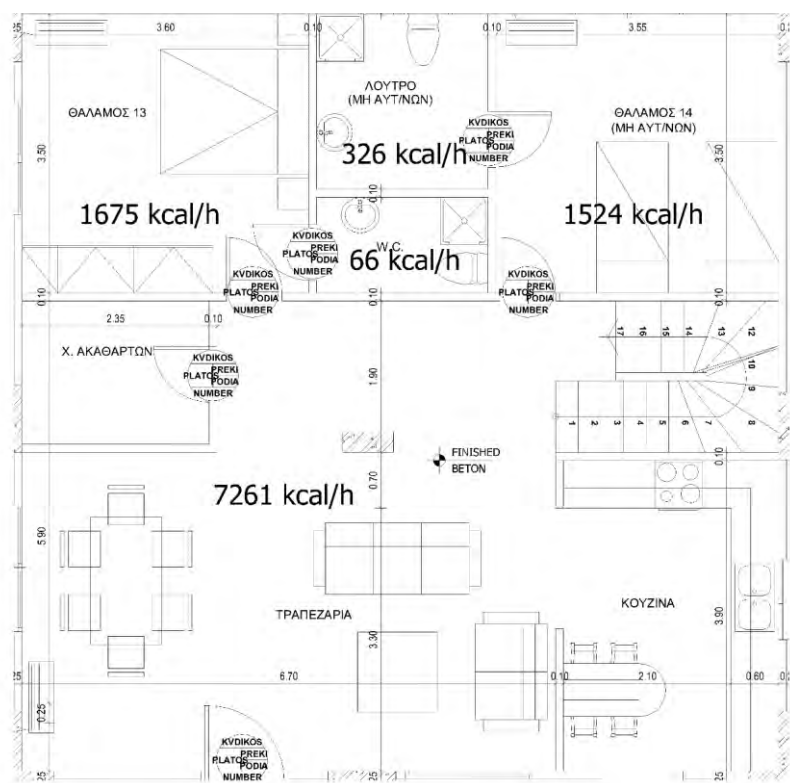


Εικόνα 5-1: Κάτοψη κτηρίου Α

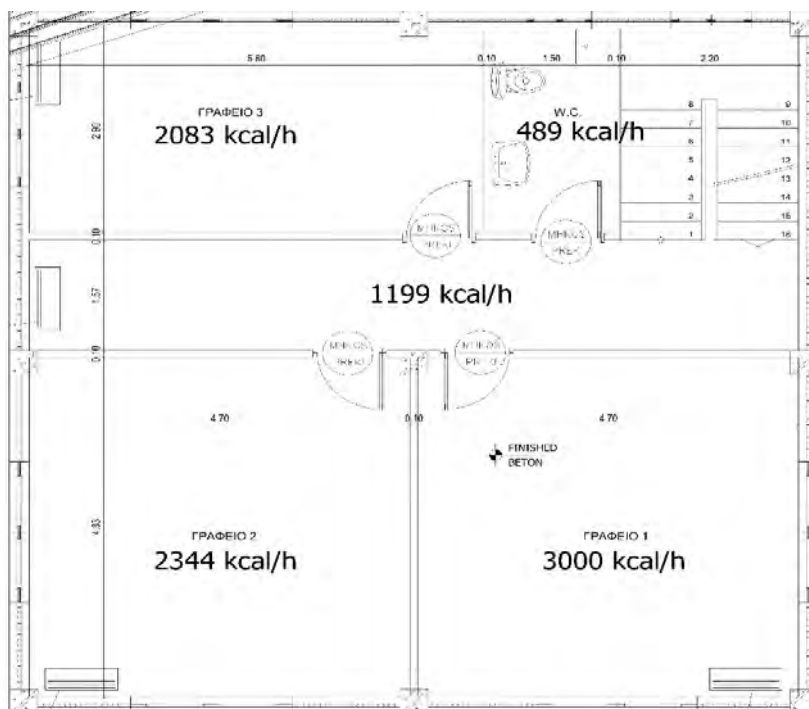


Εικόνα 5-2: Κάτοψη κτηρίου B

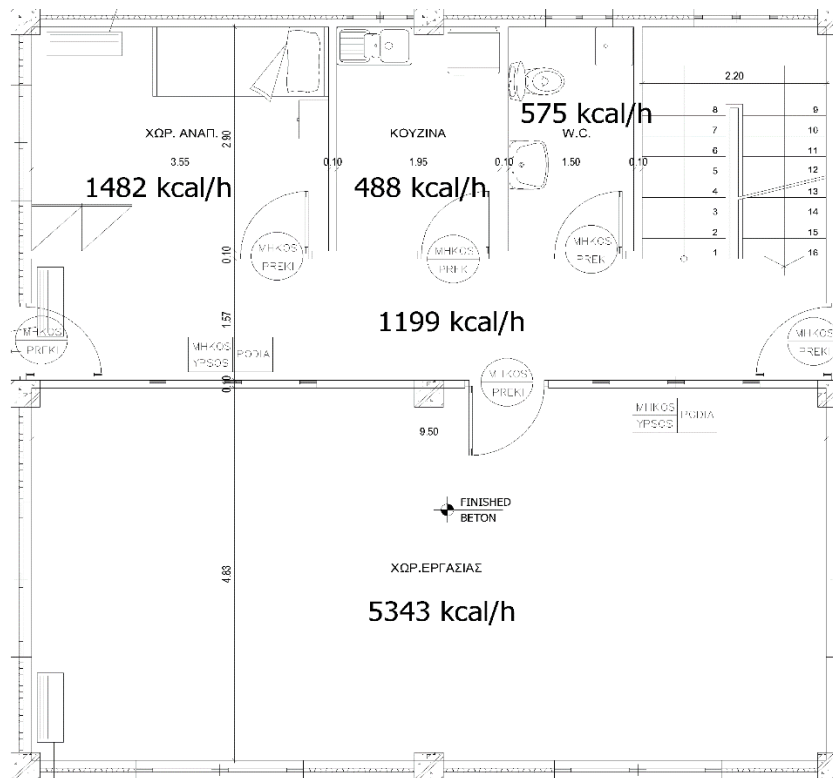




Εικόνα 5-3 : Κάτοψη χώρου κτηρίου διοίκησης



Εικόνα 5-4: Διοικητήριο-κάτοψη ορόφου



Εικόνα 5-5: Διοικητήριο-κάτοψη ισογείου

### Υπολογισμός Φορτίων

Από τα σχέδια των κατόψεων υπολογίζονται τα συνολικά φορτία σχεδιασμού, η συνολική επιφάνεια, καθώς και ο αριθμός ατόμων για κάθε κτίριο.

### Φορτία Θέρμανσης

Το συνολικό φορτίο σχεδιασμού δίνεται από τον τύπο

$$Q_{\Sigma \chi \omega \delta} = (UA) * (\theta_{\epsilon \sigma} - \theta_s) \quad (5.1)$$

όπου

$(UA)$  : Συντελεστής θερμοπερατότητας του κτιρίου [kW/°K].

$\theta_{\epsilon \sigma}$  : Η επιθυμητή θερμοκρασία του εσωτερικού χώρου (22 °C).

$\theta_s$  : Η χαμηλότερη θερμοκρασία κατά τη διάρκεια του έτους.

Γνωρίζοντας το συνολικό φορτίο σχεδιασμού υπολογίζεται η ποσότητα ( $UA$ ) [kW/°K]. Στη συνέχεια, μπορεί να υπολογιστεί το φορτίο ζήτησης για θέρμανση για κάθε μήνα σύμφωνα με τη σχέση

$$Q_H = 24 * (UA) * DDH \quad (5.2)$$

όπου  $DDH$  οι βαθμοημέρες θέρμανσης για κάθε μήνα.

### Φορτία για ZNX

Το φορτίο για το ZNX δίνεται από τον τύπο :

$$Q_{ZNX} = N * m * C_p * (T_i - T_{sup}) \quad (5.3)$$

όπου

$N$ : Ο αριθμός των ατόμων σε κάθε κτήριο.

$m$ : Η κατανάλωση ZNX για κάθε άτομο [Kg/άτομο/ημέρα].

$C_p$ : Η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού [4.183 kJ/Kg°K].

$T_i$ : Η επιθυμητή θερμοκρασία του νερού (55 °C).

$T_{sup}$ : Η θερμοκρασία παροχής του νερού από το δίκτυο η οποία μεταβάλλεται ανάλογα με τον μήνα [°C].

Για κάθε άτομο απαιτούνται περίπου 75 lt ZNX την ημέρα άρα  $m=75$  [Kg/άτομο/ημέρα]. Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα φορτία για τους 12 μήνες για κάθε κτήριο.

### Κτήριο Α

- Επιφάνεια κτηρίου :  $A=2000 \text{ m}^2$
- Συνολικό φορτίο σχεδιασμού :  $Q_{\Sigma\chi\epsilon\delta}= 125827 \text{ kcal/hr}=146.34 \text{ kW}$
- $(UA)= 5.52 \text{ kW/}^\circ\text{C}$
- Αριθμός ατόμων :  $N=65$

Πίνακας 5-1: Φορτία θέρμανσης και ZNX κτηρίου Α

Μήνας	Μέρες	$T_{sup} [^\circ\text{C}]$	Βαθμοημέρες Θέρμανσης $DDH$	Φορτίο Θέρμανσης $Q_H$ [kWh/month]	Φορτίο ZNX $Q_{ZNX}$ [kWh/month]
Ιανουάριος	31	10	397	52594.56	7915.17
Φεβρουάριος	28	9.4	314	41598.72	8020.71
Μάρτιος	31	10.8	264	34974.72	7774.46
Απρίλιος	30	14.1	120	15897.6	7194.01
Μάιος	31	16.7	0	0	6736.69
Ιούνιος	30	20.2	0	0	6121.07
Ιούλιος	31	22.7	0	0	5681.33
Αύγουστος	31	24.7	0	0	5329.55
Σεπτέμβριος	30	23.8	0	0	5487.85
Οκτώβριος	31	21.2	53	7021.44	5945.17
Νοέμβριος	30	16.7	213	28218.24	6736.69
Δεκέμβριος	31	14	357	47295.36	7211.60

Συνολικό Φορτίο Θέρμανσης : 227601 kWh/έτος

Συνολικό Φορτίο ZNX : 80154,3 kWh/έτος

## Κτήριο Β

- Επιφάνεια κτηρίου :  $A=1572 \text{ m}^2$
- Συνολικό φορτίο σχεδιασμού :  $Q_{\Sigma\chi\epsilon\delta}= 87541 \text{ kcal/hr}=101.816 \text{ kW}$
- $(UA)= 3.84 \text{ kW/}^\circ\text{C}$
- Αριθμός ατόμων :  $N=43$

Πίνακας 5-2: Φορτία θέρμανσης και ZNX κτηρίου Β

Μήνας	Μέρες	$T_{sup} [^\circ\text{C}]$	Βαθμοημέρες Θέρμανσης $DDH$	Φορτίο Θέρμανσης $Q_H$ [kWh/month]	Φορτίο ZNX $Q_{ZNX}$ [kWh/month]
Ιανουάριος	31	10	397	36587.52	5236.19
Φεβρουάριος	28	9.4	314	28938.24	5306.01
Μάρτιος	31	10.8	264	24330.24	5143.10
Απρίλιος	30	14.1	120	11059.2	4759.12
Μάιος	31	16.7	0	0	4456.58
Ιούνιος	30	20.2	0	0	4049.32
Ιούλιος	31	22.7	0	0	3758.42
Αύγουστος	31	24.7	0	0	3525.70
Σεπτέμβριος	30	23.8	0	0	3630.43
Οκτώβριος	31	21.2	53	4884.48	3932.96
Νοέμβριος	30	16.7	213	19630.08	4456.58
Δεκέμβριος	31	14	357	32901.12	4770.75

Συνολικό Φορτίο Θέρμανσης : 158330.1 kWh/έτος

Συνολικό Φορτίο ZNX : 53025.16 kWh/έτος

## Κτήριο Γ

- Επιφάνεια κτηρίου :  $A=800 \text{ m}^2$
- Συνολικό φορτίο σχεδιασμού :  $Q_{\Sigma\chi\epsilon\delta}= 88314 \text{ kcal/hr}=102.72 \text{ kW}$
- $(UA)= 3.88 \text{ kW/}^\circ\text{C}$
- Αριθμός ατόμων :  $N=40$

Πίνακας 5-3: Φορτία θέρμανσης και ZNX για τα κτήρια διοίκησης

Μήνας	Μέρες	$T_{sup} [^\circ\text{C}]$	Βαθμοημέρες Θέρμανσης $DDH$	Φορτίο Θέρμανσης $Q_H$ [kWh/month]	Φορτίο ZNX $Q_{ZNX}$ [kWh/month]
Ιανουάριος	31	10	397	36968.64	4870.88
Φεβρουάριος	28	9.4	314	4653.98	4458.16
Μάρτιος	31	10.8	264	3912.90	4784.28
Απρίλιος	30	14.1	120	1778.59	4284.28
Μάιος	31	16.7	0	0	4145.66
Ιούνιος	30	20.2	0	0	3645.30
Ιούλιος	31	22.7	0	0	3496.21
Αύγουστος	31	24.7	0	0	3279.72
Σεπτέμβριος	30	23.8	0	0	3268.20
Οκτώβριος	31	21.2	53	785.54	3658.57
Νοέμβριος	30	16.7	213	3157.00	4011.93
Δεκέμβριος	31	14	357	5291.31	4437.91

Συνολικό Φορτίο Θέρμανσης : 56547.97 kWh/έτος

Συνολικό Φορτίο ZNX : 48341.08 kWh/έτος

## 5.2 Εφαρμογή Πηγαίου Κώδικα

Πραγματοποιήθηκε μελέτη για το γηροκομείο σχετικά με το ποσοστό κάλυψης των θερμικών αναγκών και των αναγκών σε ZNX με τη χρήση του πηγαίου κώδικα που αναπτύχθηκε. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα δεδομένα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν και τα αποτελέσματα τα οποία προέκυψαν.

Αρχικά μελετήθηκε η εγκατάσταση του συστήματος για την κάλυψη των αναγκών σε φορτία ZNX. Εξετάστηκαν 4 επιφάνειες συλλέκτη (100, 125, 150, 200 m<sup>2</sup>) καθώς και η επίδραση της κλίσης του συλλέκτη. Ο συλλέκτης που χρησιμοποιήθηκε είχε  $F_R=0.70$  και  $(\tau\alpha)_{eff}=0.89$  και η εισερχόμενη μάζα αέρα στο συλλέκτη υπολογίστηκε ανάλογα με τη συλλεκτική επιφάνεια. Τέλος, ο εναλλάκτης ο οποίος χρησιμοποιήθηκε θεωρήθηκε πως έχει σταθερό βαθμό αποδοτικότητας  $\varepsilon=0.6$ .

Για τη διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας στη δεξαμενή αποθήκευσης θεωρήθηκαν 5 ζώνες και η προσομοίωση έγινε για 4 μέρες κάθε μήνα με χρονικό βήμα 1 λεπτό. Ο όγκος της δεξαμενής υπολογίζεται ανάλογα με την επιφάνεια του συλλέκτη και είναι  $0.25/A$  m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup> συλλέκτη. Στον Πίνακα 5-4 παρουσιάζεται το προφίλ ζήτησης για την κατανάλωση ZNX κατά τη διάρκεια της ημέρας.

Πίνακας 5-4: Προφίλ κατανάλωσης φορτίου ZNX

Ωρα	1:00-7:00	8:00-14:00	15:00-19:00	20:00-00:00
Ζήτηση [kg/hr]	74.4	633	388	844

Με στόχο την κάλυψη των φορτίων θέρμανσης σε ποσοστό 35-40% κατά τον Ιανουάριο μελετήθηκαν 3 επιφάνειες συλλέκτη (500, 600, 700 m<sup>2</sup>). Ο συλλέκτης έχει  $F_R=0.70$  και  $(\tau\alpha)_{eff}=0.89$  ενώ η δεξαμενή αποθήκευσης έχει ύψος  $L=5$  m το οποίο θεωρείται σταθερό για κάθε περίπτωση που μελετήθηκε. Ο συντελεστής  $U$  του συλλέκτη είναι 4.8 W/m<sup>2</sup>°C ενώ η θερμοχωρητικότητα και η πυκνότητα των χαλικιών είναι 840 kJ/kg°K και 1600 kg/m<sup>3</sup> αντίστοιχα ενώ το πορώδες είναι  $\varepsilon=0.4$ . Επίσης, η δεξαμενή αποθήκευσης έχει συντελεστή θερμικών απωλειών  $U_{st}=0.3$  W/m<sup>2</sup>°C.

Η εισερχόμενη στον συλλέκτη μάζα αέρα μεταβάλλεται ανάλογα με την επιφάνεια του συλλέκτη και θεωρήθηκε ότι ισούται με  $0.0125A$  όπου  $A$  η επιφάνεια

του ηλιακού συλλέκτη [27]. Επίσης, η προσομοίωση έγινε θεωρώντας 5 ζώνες για τη δεξαμενή αποθήκευσης ώστε να υπολογισθεί η διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας.

Η προσομοίωση έγινε για όλη τη διάρκεια του έτους ώστε μελετηθεί η κάλυψη των αναγκών σε ZNX ενώ για τα φορτία θέρμανσης μελετήθηκαν μόνο οι μήνες Ιανουάριος, Φεβρουάριος, Μάρτιος, Απρίλιος, Οκτώβριος, Νοέμβριος και Δεκέμβριος καθώς στους συγκεκριμένους μόνο μήνες υπάρχουν βαθμομέρες θέρμανσης. Στον Πίνακα 5-5 παρουσιάζεται η μέση ηλιακή ακτινοβολία για κάθε μήνα.

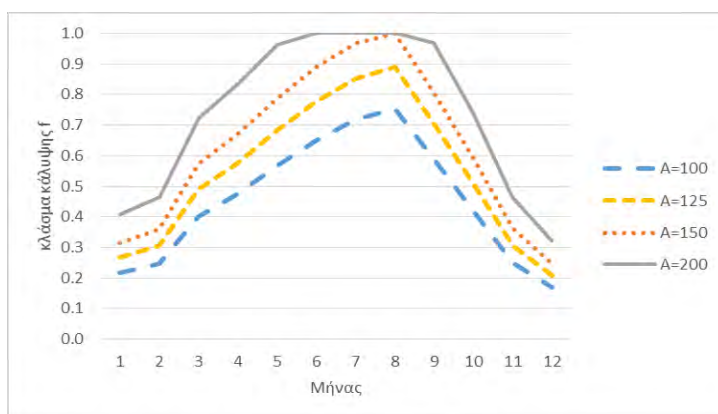
Πίνακας 5-5: Δεδομένα ηλιακής ακτινοβολίας Λάρισας

Μήνας	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Μέση μηνιαία ημερήσια ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο(kWh/m <sup>2</sup> /ημέρα)	2.04	2.75	4.34	5.5	6.61	7.53	7.55	7	5.07	3.45	2.21	1.64
Μέση μηνιαία ημερήσια ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο 30° (kWh/m <sup>2</sup> /ημέρα)	3.24	3.82	5.32	6	6.57	7.14	7.33	7.41	6.06	4.65	3.36	2.62
Μέση μηνιαία ημερήσια ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο 45° (kWh/m <sup>2</sup> /ημέρα)	3.58	4.07	5.41	5.78	6.04	6.39	6.62	6.99	6.06	4.88	3.68	2.91
Μέση μηνιαία ημερήσια ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο 60° (kWh/m <sup>2</sup> /ημέρα)	3.72	4.08	5.2	5.25	5.2	5.31	5.55	6.17	5.71	4.84	3.79	3.04



### 5.3 Αποτελέσματα Συστήματος Ζεστού Νερού Χρήσης

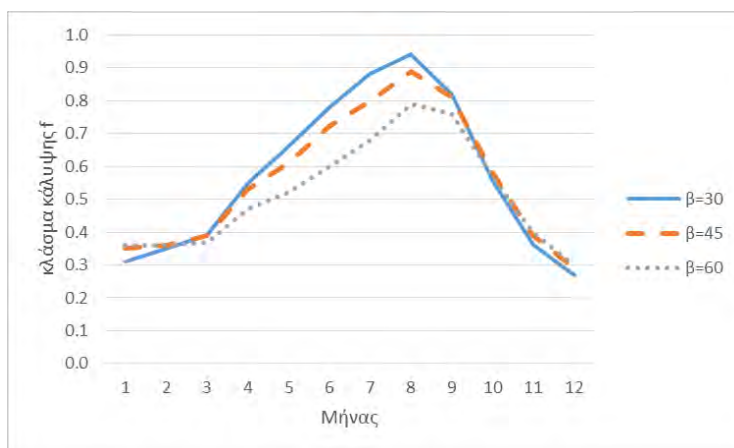
Για την κάλυψη των αναγκών σε ZNX εξετάστηκαν 4 επιφάνειες συλλέκτη (100, 125, 150, 200 m<sup>2</sup>). Στο Σχήμα 5-1 παρουσιάζεται το κλάσμα κάλυψης  $f$  για τις 4 επιφάνειες και για κλίση συλλέκτη 30°.



Σχήμα 5-1: Κλάσμα κάλυψης  $f$  για διάφορες επιφάνειες συλλέκτη

Όπως είναι αναμενόμενο όσο αυξάνεται η επιφάνεια αυξάνεται και το κλάσμα κάλυψης  $f$ . Η επιφάνεια των 200 m<sup>2</sup> παρουσιάζει το υψηλότερο ποσοστό κάλυψης με αυτό ανέρχεται στο 100% κατά τους μήνες Μάιο-Αύγουστο. Ωστόσο, η επιλογή των 200m<sup>2</sup> μπορεί να οδηγήσει σε υπερδιαστασιολόγηση του συστήματος και σε αυξημένο οικονομικό κόστος. Λαμβάνοντας υπόψιν πως δεν είναι αναγκαίο να υπάρχει κάλυψη κατά 100% ο συλλέκτης των 125 m<sup>2</sup> αποτελεί μία βιώσιμη λύση καθώς το ετήσιο ποσοστό κάλυψης το οποίο προκύπτει από την εγκατάστασή του μέσω της εφαρμογής του πηγαίου κώδικα ανέρχεται στο 57% . Παρόμοια είναι και τα ποσοστά τα οποία προκύπτουν με τη χρήση του TRNSYS και τη μέθοδο των  $f$ -καμπυλών τα οποία είναι 54% και 52% αντίστοιχα.

Στο Σχήμα 5-2 παρουσιάζεται το κλάσμα κάλυψης  $f$  για τους 12 μήνες για τις 3 κλίσεις συλλέκτη που εξετάστηκαν ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ) και για επιφάνεια συλλέκτη  $125 \text{ m}^2$ .

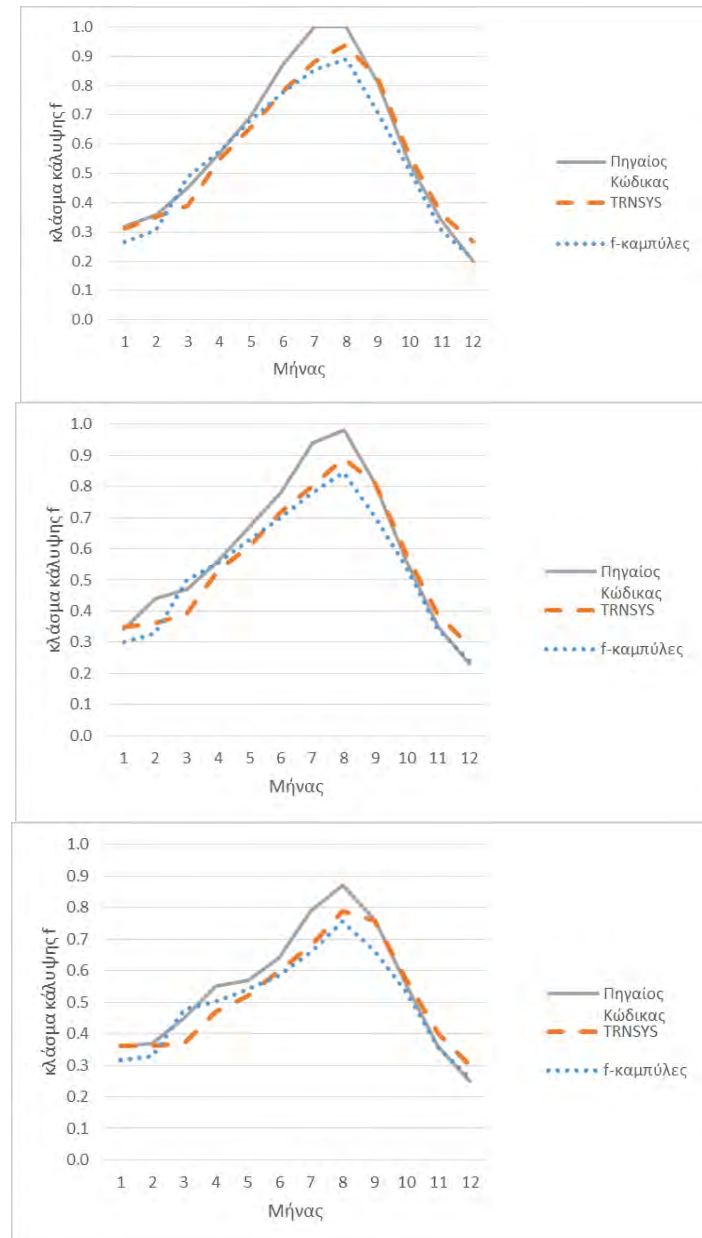


Σχήμα 5-2: Κλάσμα κάλυψης  $f$  για διάφορες κλίσεις συλλέκτη

Από το διάγραμμα είναι φανερό πως η βέλτιστη κλίση συλλέκτη είναι  $30^\circ$  για την περιοχή της Λάρισας. Στα επόμενα διαγράμματα παρουσιάζεται το κλάσμα κάλυψης για τις 3 κλίσεις που εξετάστηκαν και πραγματοποιείται και σύγκριση των αποτελεσμάτων όπως αυτά προέκυψαν μέσω του πηγαίου κώδικα του TRNSYS και της μεθόδου των  $f$ -καμπυλών.

Τόσο τα αποτελέσματα του πηγαίου κώδικα όσο και τα αποτελέσματα του TRNSYS και των  $f$ -καμπυλών καταδεικνύουν πως η καλύτερη συμπεριφορά προκύπτει για τις  $30^\circ$  όπως προκύπτει και από το Σχήμα 5-3. Η μέση ημερήσια προσπίπτουσα ακτινοβολία στη διάρκεια ενός έτους είναι μεγαλύτερη για τη κλίση των  $30^\circ$  και συνεπώς για ίδια επιφάνεια συλλέκτη και με τα ίδια τεχνικά χαρακτηριστικά το ποσοστό κάλυψης που προκύπτει θα είναι υψηλότερο. Αξίζει να επισημανθεί πως το παραπάνω αποτέλεσμα επαληθεύεται και με βάση τις τεχνικές οδηγίες της TOTEE καθώς η προτεινόμενη γωνία τοποθέτησης του ηλιακού

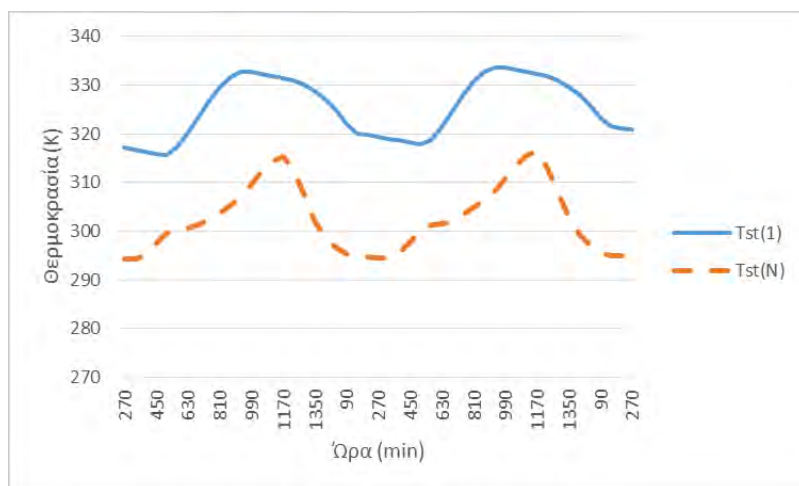
συλλέκτη για την κάλυψη αναγκών σε ZNX για την Ελλάδα είναι οι 30°. Επίσης, όπως και στο κεφάλαιο 4 τα αποτελέσματα των διαφορετικών μεθοδολογιών παρουσιάζουν ικανοποιητική ακρίβεια με τις αποκλίσεις να μην ξεπερνούν το 15% όσον αφορά το ποσοστό κάλυψης.



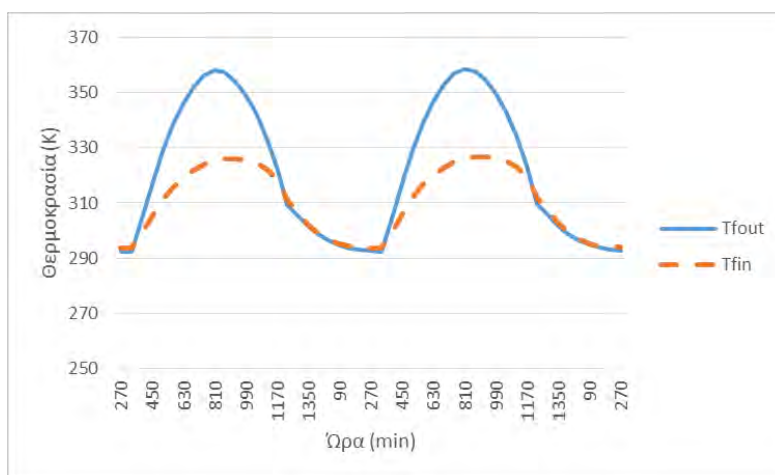
Σχήμα 5-3: Ποσοστό κάλυψης  $f$  για κλίση (α) 30°, (β) 45°, (γ) 60°

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται διαγράμματα θερμοκρασιών για τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του αέρα από το συλλέκτη καθώς και η

θερμοκρασία της πρώτης και της τελευταίας ζώνης της δεξαμενής αποθήκευσης. Οι ημερομηνίες που επιλέχθηκαν είναι το θερινό και χειμερινό ηλιοστάσιο (21-22 Ιουνίου και 21-22 Δεκεμβρίου αντίστοιχα) καθώς και οι ισημερίες (21-22 Μαρτίου και 22-23 Σεπτεμβρίου).



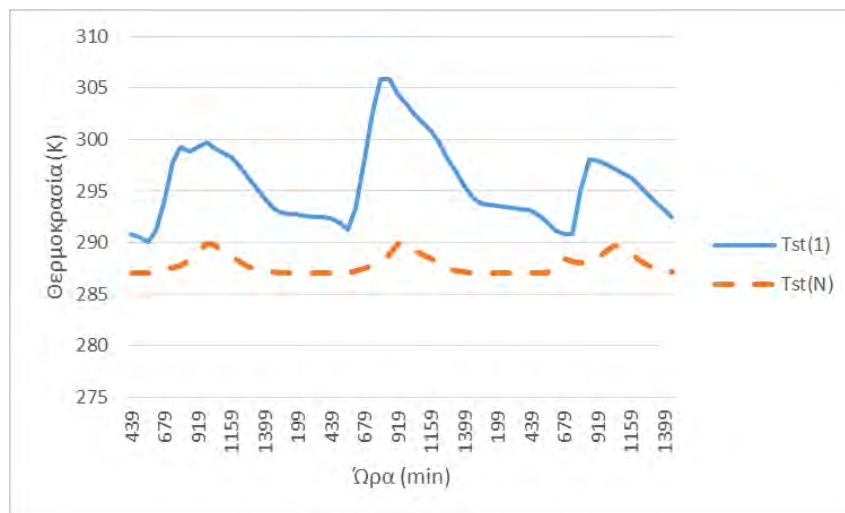
Σχήμα 5-4: Θερμοκρασίες δεξαμενής 21-22 Ιουνίου



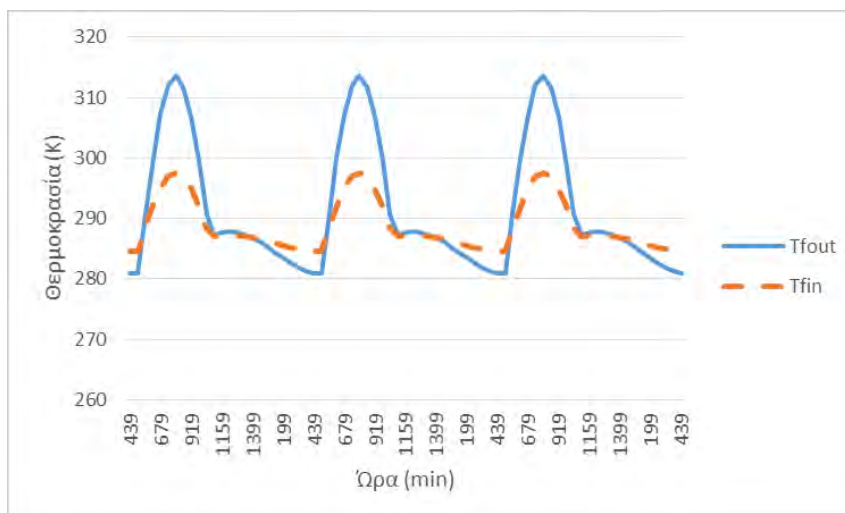
Σχήμα 5-5: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Ιουνίου

Τόσο οι θερμοκρασίες του ρευστού στον συλλέκτη όσο και οι θερμοκρασίες της δεξαμενής παρουσιάζουν περιοδικότητα. Το παραπάνω οφείλεται στη εξίσωση η οποία χρησιμοποιείται στον πηγαίο κώδικα για τον υπολογισμό της προσπίπτουσας

ακτινοβολίας στον συλλέκτη. Οι μέγιστες τιμές των θερμοκρασιών προκύπτουν κατά τις ώρες όπου υπάρχει μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία ενώ όπως φαίνεται από το Σχήμα 5-4 η θερμοκρασία καθ' ύψος της δεξαμενής δεν είναι σταθερή αλλά υπάρχει διαστρωμάτωση. Παρόμοια είναι και τα αποτελέσματα κατά το χειμερινό ηλιοστάσιο τα οποία παρουσιάζονται στα Σχήματα 5-6 και 5-7.



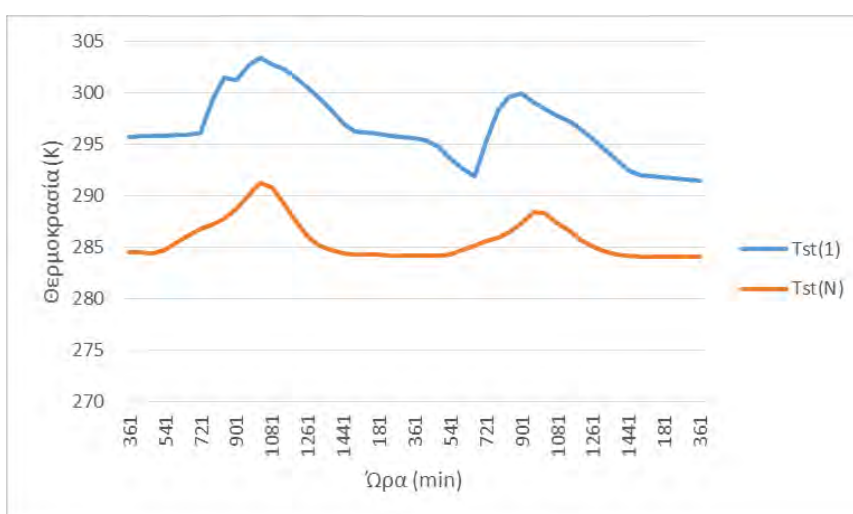
Σχήμα 5-6: Θερμοκρασίες δεξαμενής 21-23 Δεκεμβρίου



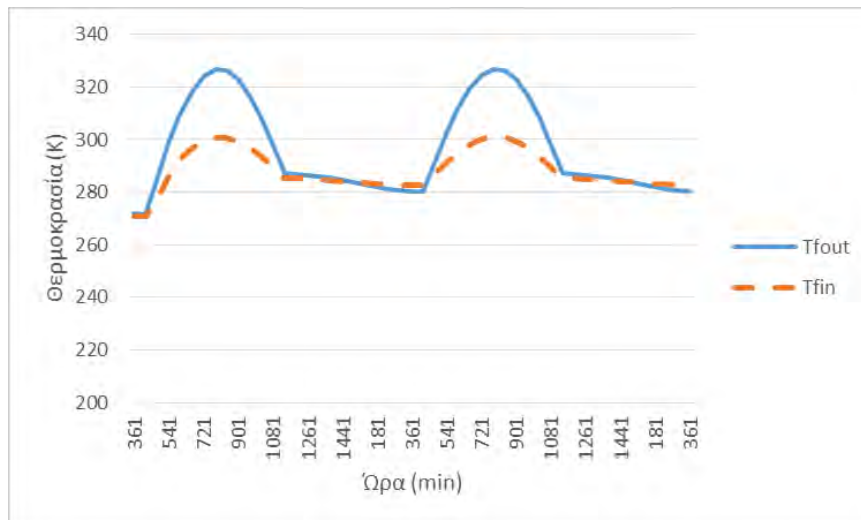
Σχήμα 5-7: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Δεκεμβρίου

Όπως και προηγουμένως οι θερμοκρασίες στα Σχήματα 5-6 και 5-7 επαναλαμβάνονται με τις μέγιστες τιμές να προκύπτουν κατά τις μεσημεριανές ώρες όπου υπάρχει έντονη ηλιακή ακτινοβολία. Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα για το θερινό και το χειμερινό ηλιοστάσιο είναι φανερό πως οι θερμοκρασίες τόσο της δεξαμενής όσο και του συλλέκτη είναι υψηλότερες κατά την θερινή περίοδο κάτι το οποίο ήταν αναμενόμενο.

Στη συνέχεια, στα Σχήματα 5-8 και 5-9 παρουσιάζονται οι θερμοκρασίες της δεξαμενής και του συλλέκτη για 21 και 22 Μαρτίου. Από τα Σχήματα 5-8 και 5-9 είναι εμφανές πως οι θερμοκρασίες τόσο της δεξαμενής όσο και του συλλέκτη παρουσιάζουν περιοδικότητα λόγω της εξίσωσης της ηλιακής ακτινοβολίας. Επίσης, η πάνω ζώνη της δεξαμενής χαρακτηρίζεται μονίμως από υψηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με την κάτω ζώνη λόγω διαστρωμάτωσης.

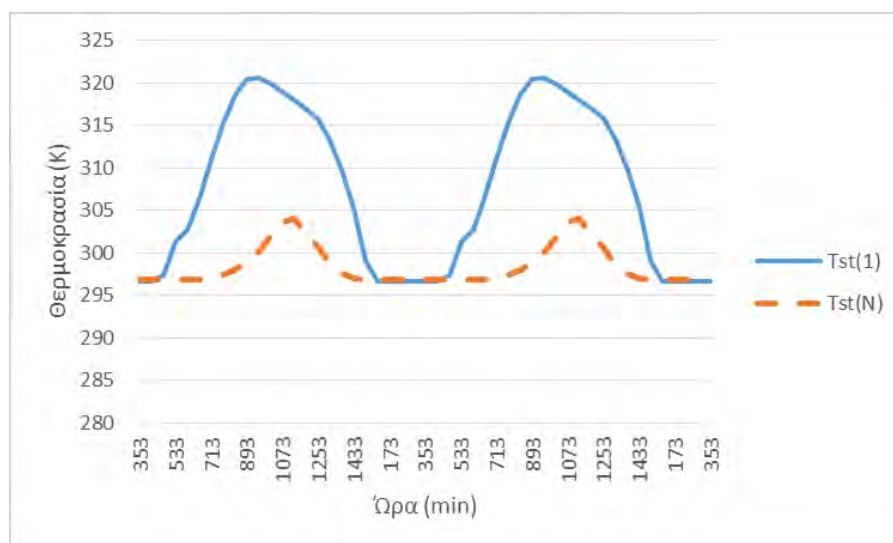


Σχήμα 5-8: Θερμοκρασίες Δεξαμενής 21-22 Μαρτίου

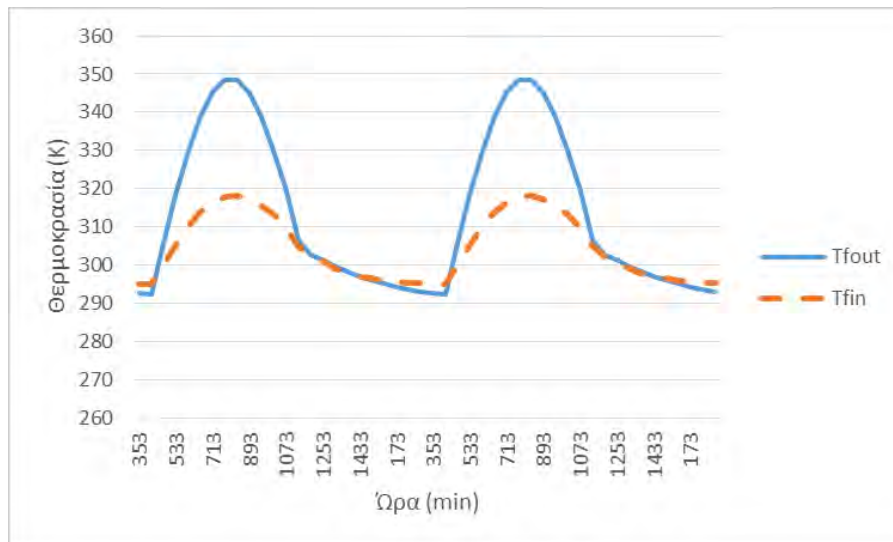


Σχήμα 5-9: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Μαρτίου

Τέλος, στα Σχήματα 5-10 και 5-11 παρουσιάζονται οι θερμοκρασίες του συλλέκτη και της δεξαμενής για τις ημερομηνίες 22-23 Σεπτεμβρίου. Όπως και προηγουμένως οι θερμοκρασίες εμφανίζουν περιοδικότητα λόγω της εξίσωσης υπολογισμού της ηλιακής ακτινοβολίας. Οι μέγιστες τιμές παρουσιάζονται σε συγκεκριμένες χρονικές στιγμές και συγκεκριμένα κατά τις μεσημεριανές ώρες όπου υπάρχει έντονη προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία.

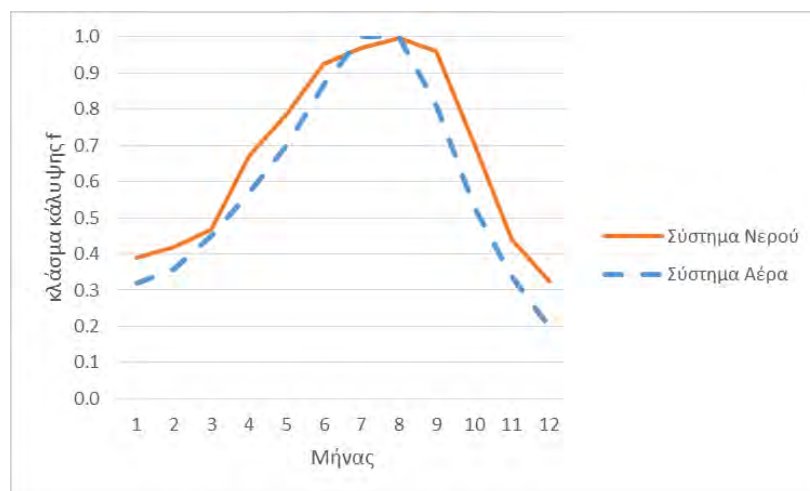


Σχήμα 5-10: Θερμοκρασίες δεξαμενής 22-23 Σεπτεμβρίου



Σχήμα 5-11: Θερμοκρασίες συλλέκτη 22-23 Σεπτεμβρίου

Ενδιαφέρον παρουσιάζουν τα αποτελέσματα τα οποία προκύπτουν από τη σύγκριση του συστήματος αέρα με ένα αντίστοιχο σύστημα νερού. Για τη σύγκριση επιλέχθηκε συλλέκτης με την ίδια επιφάνεια και εξετάστηκε το ποσοστό κάλυψης των δύο συστημάτων για κάλυψη των αναγκών σε ZNX. Στο Σχήμα 5-12 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από τη σύγκριση των 2 περιπτώσεων.



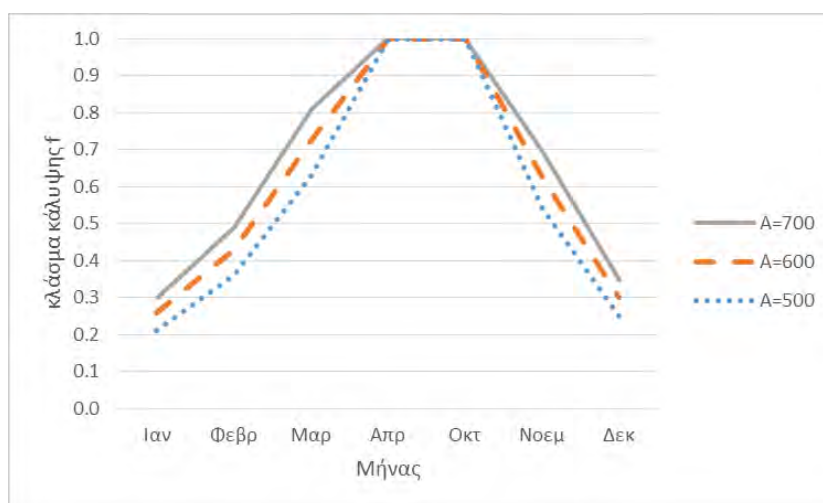
Σχήμα 5-12: Σύγκριση ποσοστού κάλυψης αναγκών σε ZNX ΗΘΣ αέρα και ΗΘΣ νερού



Από το Σχήμα 5-12 είναι φανερό πως το σύστημα νερού υπερέχει ελαφρώς του αντίστοιχου συστήματος αέρα. Αυτό είναι λογικό καθώς για συστήματα με τα ίδια τεχνικά χαρακτηριστικά το σύστημα νερού παρουσιάζει χαμηλότερες απώλειες λόγω της απουσίας εναλλάκτη στο κύκλωμα του συλλέκτη. Όπως αναφέρθηκε η παρουσία εναλλάκτη μειώνει την ωφέλιμη ενέργεια του συστήματος κατά ένα ποσό και συνεπώς μειώνονται και τα ηλιακά οφέλη.

## 5.4 Αποτελέσματα Συστήματος Θέρμανσης

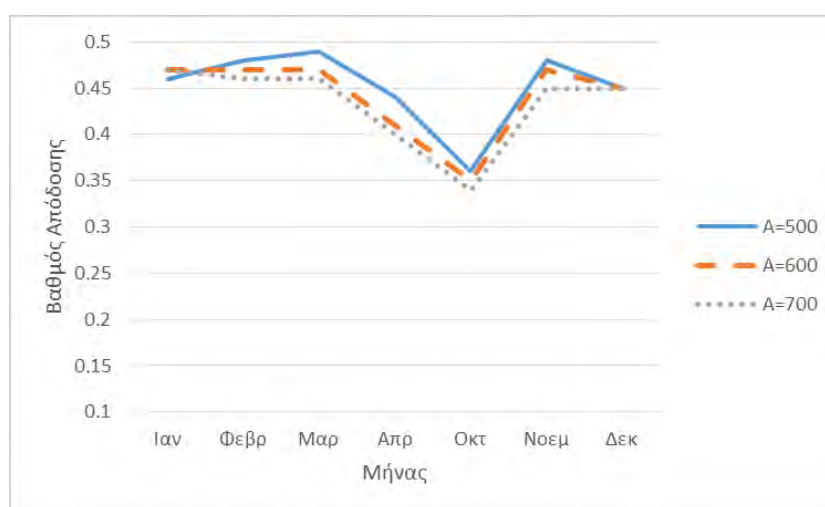
Για την κάλυψη των αναγκών σε θέρμανση εξετάστηκαν 3 επιφάνειες ηλιακού συλλέκτη (500, 600, 700 m<sup>2</sup>) και πραγματοποιήθηκε σύγκριση ως προς το ποσοστό κάλυψης  $f$ . Τα παρακάτω διαγράμματα προέκυψαν για κλίση συλλέκτη 60°.



Σχήμα 5-13: Κλάσμα κάλυψης φορτίου θέρμανσης για διάφορες επιφάνειες συλλέκτη (ΗΘΣ αέρα)

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 5-13 αύξηση της επιφάνειας του συλλέκτη οδηγεί σε αύξηση του ποσοστού κάλυψης το οποίο όμως ανέρχεται στο 100% για όλες τις επιφάνειες κατά τους μήνες Απρίλιο και Οκτώβριο. Η επιφάνεια των 600 m<sup>2</sup> αποτελεί μία καλή επιλογή καθώς μπορεί να οδηγήσει σε ετήσιο ποσοστό κάλυψης

των αναγκών σε θέρμανση 47% που είναι και το επιθυμητό αναλογιζόμενοι πως συνήθως το ποσοστό κάλυψης το οποίο επιδιώκεται είναι περίπου 50%. Επιφάνειες μεγαλύτερες των 600 m<sup>2</sup> δεν οδηγούν σε ιδιαίτερα αυξημένο ποσοστό κάλυψης ενώ μπορεί να οδηγήσουν σε αυξημένο κόστος εγκατάστασης. Το παραπάνω φαίνεται και στο Σχήμα 5-14 όπου παρουσιάζεται ο βαθμός απόδοσης του συστήματος για τις 3 επιφάνειες που εξετάστηκαν.

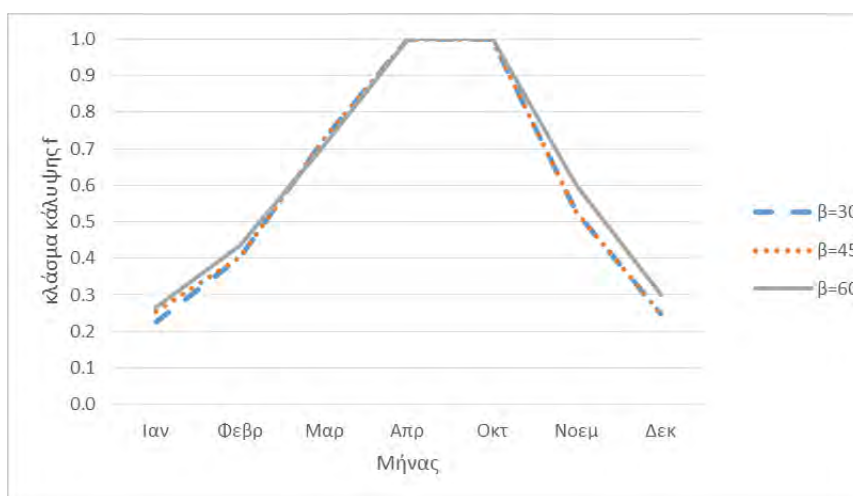


Σχήμα 5-14: Βαθμός απόδοσης ΗΘΣ για διάφορες επιφάνειες συλλέκτη (ΗΘΣ-Αέρα)

Όπως παρατηρείται από το διάγραμμα ο βαθμός απόδοσης παρουσιάζει αντίθετη συμπεριφορά από το κλάσμα κάλυψης  $f$ . Συγκεκριμένα η επιφάνεια των 700 m<sup>2</sup> χαρακτηρίζεται από τον μικρότερο βαθμό απόδοσης ενώ παράλληλα παρουσίαζε το υψηλότερο ποσοστό κάλυψης. Ο βαθμός απόδοσης ορίζεται ως η ωφέλιμη ενέργεια που προκύπτει από τον συλλέκτη προς την προσπίπτουσα ακτινοβολία. Ωστόσο, με αύξηση της επιφάνειας του συλλέκτη αυξάνονται και οι απώλειες ενώ παράλληλα το επιθυμητό ποσοστό κάλυψης μπορεί να επιτυγχάνεται και με μικρότερες επιφάνειες.

Με βάση τα παραπάνω η επιφάνεια η οποία επιλέχθηκε ήταν τα 600 m<sup>2</sup> για κάλυψη των αναγκών θέρμανσης στο γηροκομείο. Στη συνέχεια, εξετάζεται η κλίση

των ηλιακών συλλεκτών ώστε να υπολογισθεί η βέλτιστη γωνία τοποθέτησης του συλλέκτη για την επιφάνεια των 600 m<sup>2</sup>.

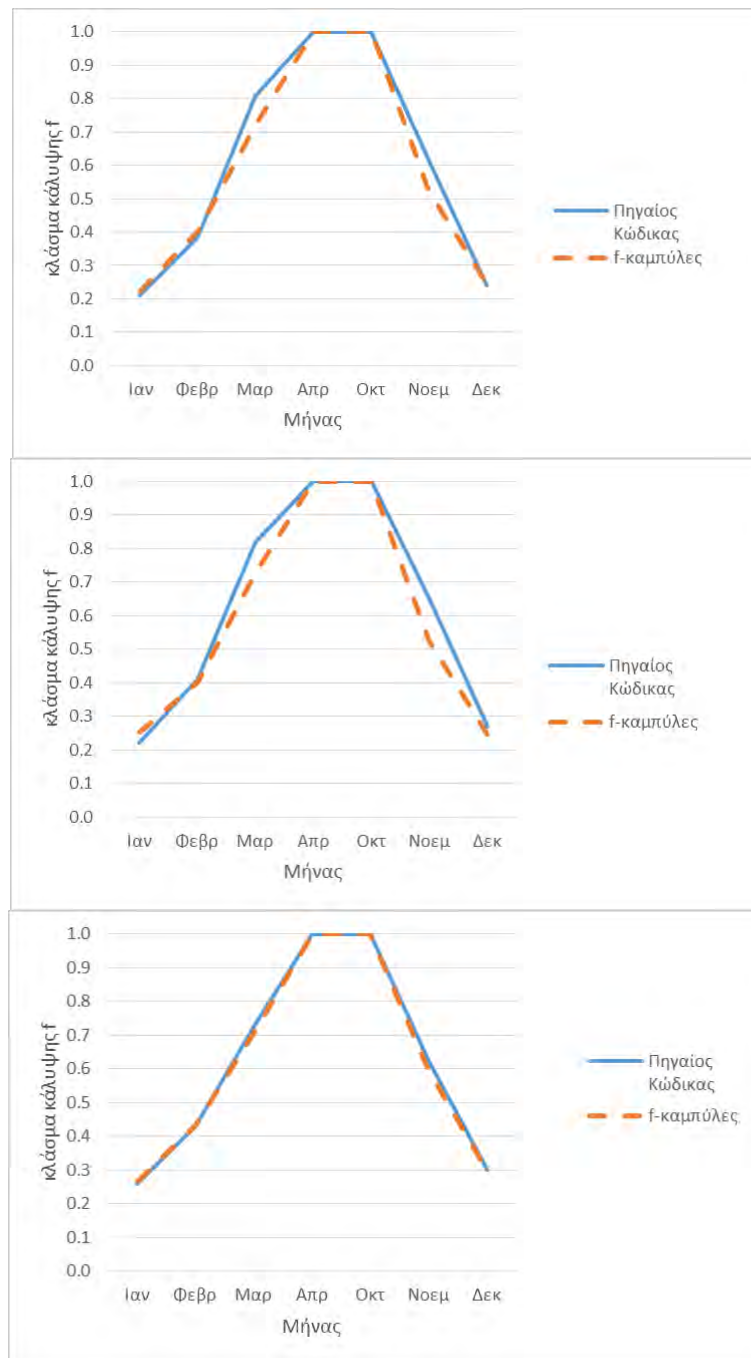


Σχήμα 5-15: Κλάσμα κάλυψης  $f$  για διάφορες κλίσεις συλλέκτη (ΗΘΣ-Αέρα)

Η κλίση του συλλέκτη δεν επηρεάζει σε τόσο σημαντικό βαθμό την κάλυψη των φορτίων θέρμανσης. Σύμφωνα με τεχνικές οδηγίες για την κάλυψη των αναγκών θέρμανσης η κλίση του ηλιακού συλλέκτη προτείνεται να είναι  $\varphi + 15^\circ$  όπου  $\varphi$  το γεωγραφικό πλάτος της περιοχής. Αναλογιζόμενοι πως το γεωγραφικό πλάτος της Λάρισας είναι περίπου  $40^\circ$  η κλίση του συλλέκτη θα έπρεπε να είναι  $55^\circ$ - $60^\circ$ . Το παραπάνω επαληθεύεται σύμφωνα με το Σχήμα 5-15 καθώς τα καλύτερα αποτελέσματα προκύπτουν για κλίση  $60^\circ$ . Το παραπάνω συμβαίνει διότι η κάθετη προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στον συλλέκτη αυξάνεται κατά τη διάρκεια των μηνών όπου υπάρχουν ανάγκες θέρμανσης. Η συνολική βελτίωση όσον αφορά τον ετήσιο βαθμό κάλυψης κυμαίνεται από 1-3% με το ετήσιο  $f$  να ανέρχεται στο 47% για την κλίση των  $60^\circ$ .

Στα Σχήμα 5-16 παρουσιάζεται το κλάσμα κάλυψης  $f$  για την επιφάνεια των 600 m<sup>2</sup> όπως προέκυψε με τη χρήση του πηγαίου κώδικα και με τη μέθοδο των  $f$  καμπυλών ώστε να πραγματοποιηθεί σύγκριση των αποτελεσμάτων. Όπως είχε φανεί

και από προηγούμενα διαγράμματα τα αποτελέσματα παρουσιάζουν μικρές αποκλίσεις μεταξύ τους με τις τιμές του κώδικα να είναι ελαφρώς αυξημένες.

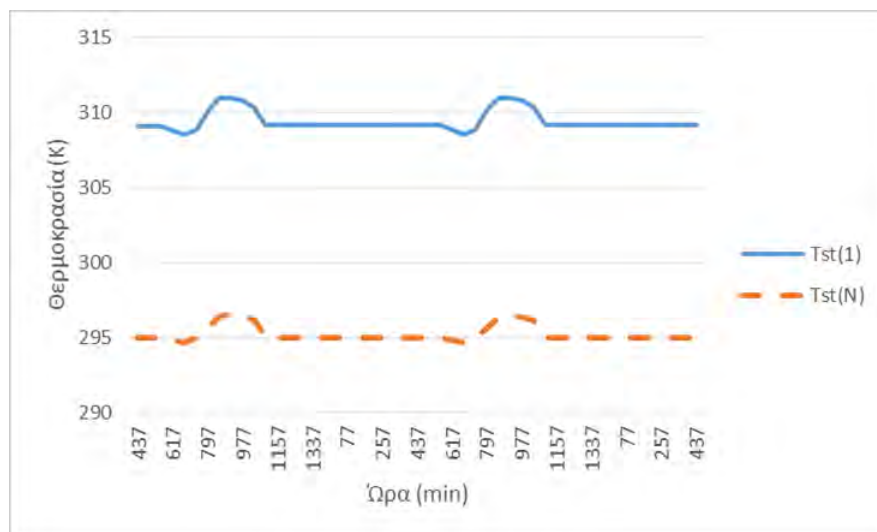


Σχήμα 5-16: Ποσοστό κάλυψης  $f$  για κλίση (α)  $30^\circ$ , (β)  $45^\circ$ , (γ)  $60^\circ$

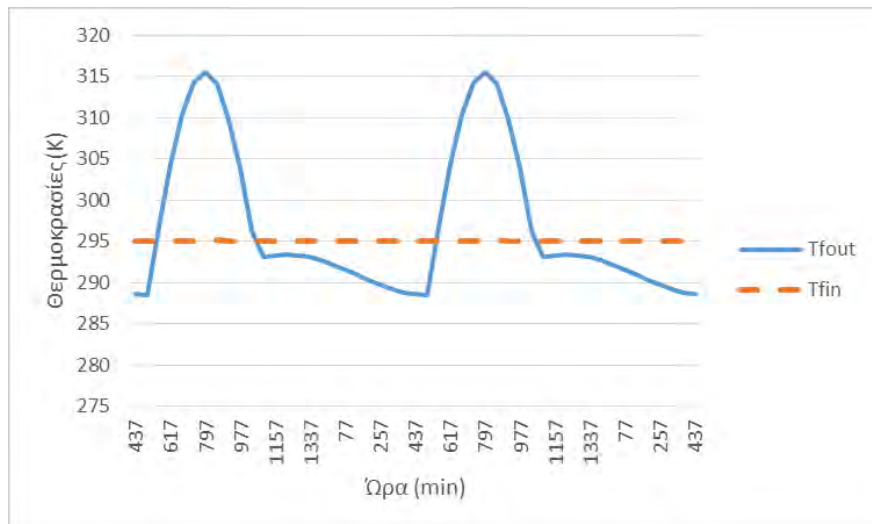
Όπως και στα προηγούμενα διαγράμματα είναι φανερό πως υπάρχει μία μικρή απόκλιση στα αποτελέσματα του πηγαίου κώδικα με τα αντίστοιχα αποτελέσματα

των καμπύλων  $f$ . Συγκεκριμένα, τα αποτελέσματα του κώδικα είναι ελαφρώς αυξημένα και στις 3 περιπτώσεις που εξετάστηκαν για τη κλίση του ηλιακού συλλέκτη. Συγκρίνοντας τις τιμές των του Σχήματος 5-16 παρατηρείται όπως και στο Σχήμα 5-15 πως σε κάθε μήνα που εξετάστηκε το ποσοστό κάλυψης είναι ελαφρώς υψηλότερο όταν η κλίση του συλλέκτη είναι  $60^\circ$  σε σχέση με τα αποτελέσματα των  $30$  και  $45^\circ$ . Το παραπάνω ισχύει ανεξάρτητα από τον τρόπο υπολογισμού καθώς επαληθεύεται και με τη μέθοδο των  $f$ -καμπυλών αλλά και με τη χρήση του πηγαίου κώδικα.

Στα Σχήματα 5-17 και 5-18 παρουσιάζεται η θερμοκρασία της  $1^{\text{ης}}$  και της τελευταίας ζώνης στη δεξαμενή αποθήκευσης καθώς και οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του αέρα στο συλλέκτη για το χειμερινό ηλιοστάσιο (21-22 Δεκεμβρίου) και για την ισημερία (21-22 Μαρτίου).



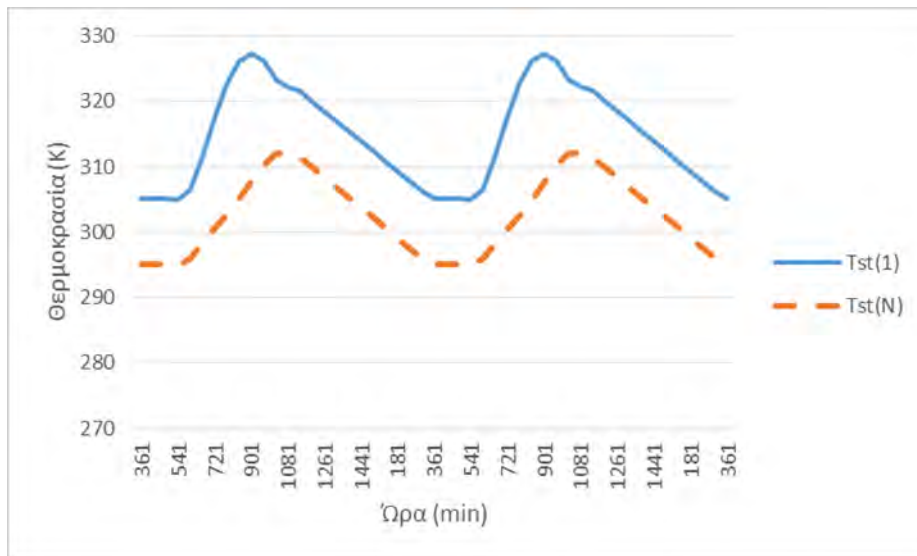
Σχήμα 5-17: Θερμοκρασίες δεξαμενής 21—22 Δεκεμβρίου



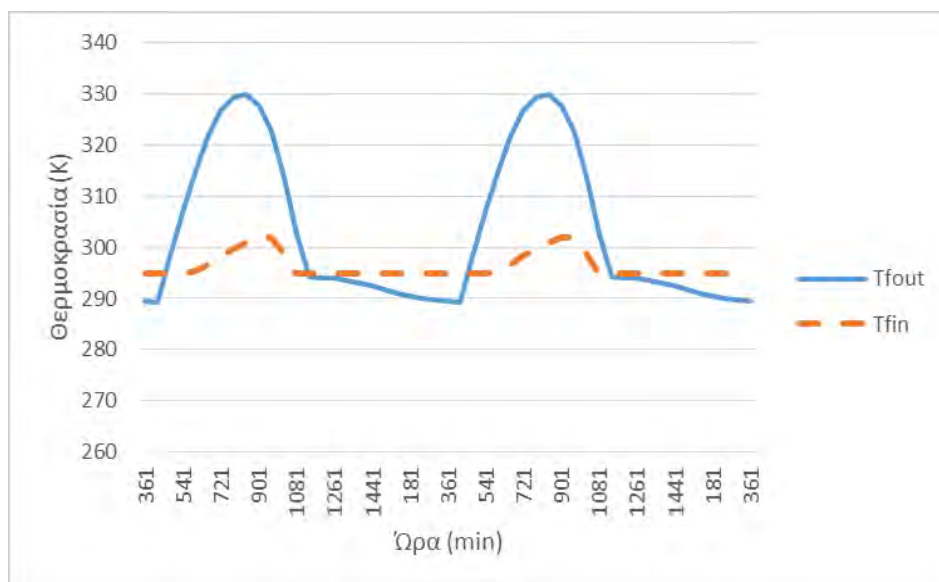
Σχήμα 5-18: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Δεκεμβρίου

Οι θερμοκρασίες της δεξαμενής και η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον συλλέκτη παρουσιάζουν ημιτονοειδή κατανομή κατά τη διάρκεια της ημέρας. Το παραπάνω οφείλεται στο γεγονός ότι και η κατανομή της προσπίπτουσας ακτινοβολίας θεωρήθηκε ημιτονοειδής για την εφαρμογή του πηγαίου κώδικα. Η θερμοκρασία της πάνω στιβάδας στη δεξαμενή είναι πάντα υψηλότερη συγκριτικά με την κάτω στιβάδα λόγω της διαστρωμάτωσης του δοχείου αποθήκευσης. Η θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον ηλιακό συλλέκτη είναι περίπου σταθερή καθώς έτσι ορίζεται με στόχο τον έλεγχο της θερμοκρασίας του χώρου καθώς ορίζεται πως η θερμοκρασία εισόδου στον συλλέκτη θα ισούται με την θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον χώρο η οποία διατηρείται σταθερή για την κάλυψη των θερμικών αναγκών.

Στη συνέχεια, στα Σχήματα 5-19 και 5-20 παρουσιάζονται οι θερμοκρασίες της δεξαμενής και του συλλέκτη για το σύστημα αέρα για τις ημερομηνίες 21-22 Μαρτίου.



Σχήμα 5-19: Θερμοκρασίες δεξαμενής 21-22 Μαρτίου

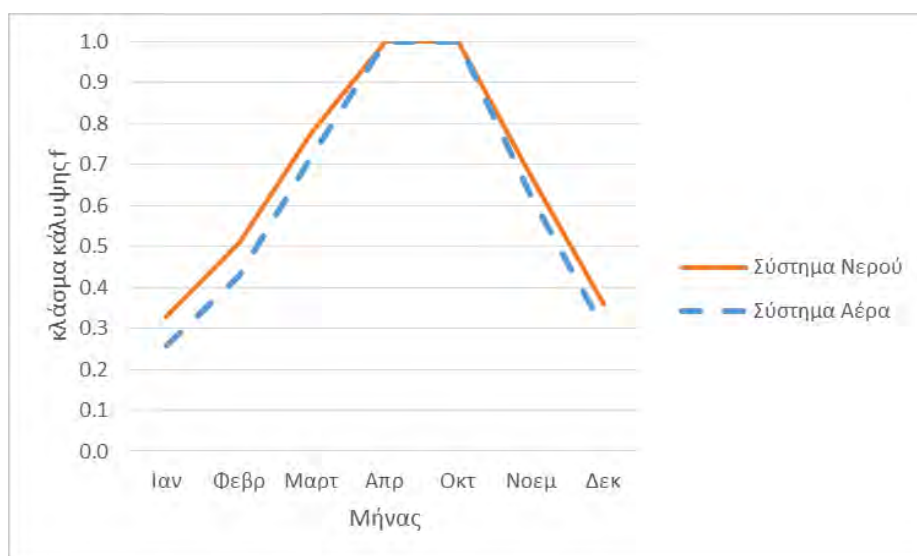


Σχήμα 5-20: Θερμοκρασίες συλλέκτη 21-22 Μαρτίου

Όπως και προηγουμένως οι θερμοκρασίες τόσο της δεξαμενής όσο και του συλλέκτη παρουσιάζουν ημιτονοειδή συμπεριφορά λόγω της εξίσωσης της ακτινοβολίας που χρησιμοποιήθηκε. Κατά τον μήνα Μάρτιο η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία είναι υψηλότερη από τον Δεκέμβριο και συνεπώς όπως παρατηρείται και από τα Σχήματα οι θερμοκρασίες είναι μεγαλύτερες. Επίσης, από την κατανομή των

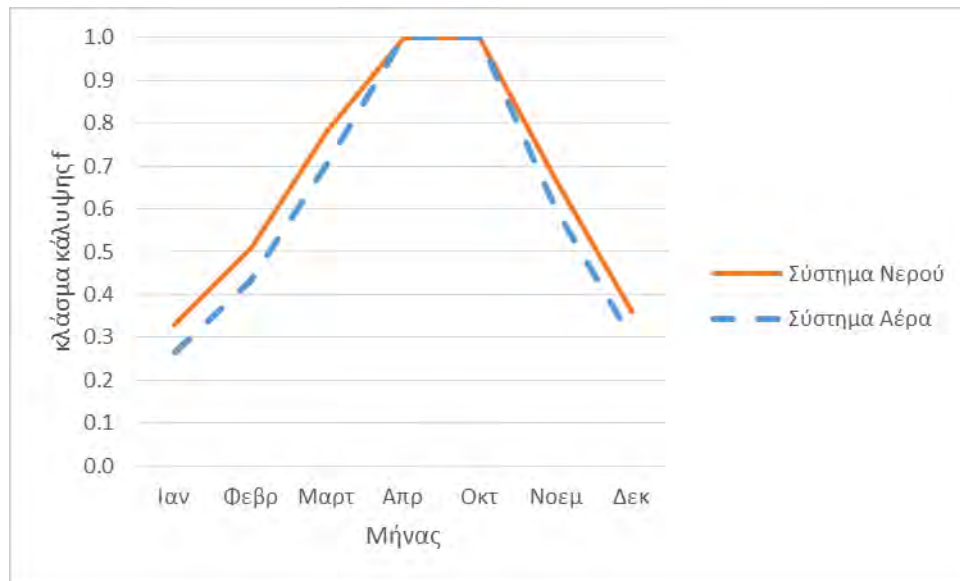
θερμοκρασιών κατά τη διάρκεια της μέρας στη δεξαμενή αποθήκευσης παρατηρείται πως κατά τον Μάρτιο γίνεται αποθήκευση ενέργειας κατά μεγαλύτερο χρονικό διάστημα συγκριτικά με τον Δεκέμβριο. Η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στον ηλιακό συλλέκτη είναι σχεδόν σταθερή ( $295^{\circ}\text{K}$ ) εκτός από τις περιόδους όπου πραγματοποιείται αποθήκευση ενέργειας στη δεξαμενή όπου τότε ισούται με τη θερμοκρασία της τελευταίας στιβάδας.

Τέλος, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της σύγκρισης του ΗΘΣ αέρα που χρησιμοποιήθηκε με ένα αντίστοιχο ΗΘΣ νερού. Η σύγκριση πραγματοποιήθηκε υπολογίζοντας το κλάσμα κάλυψης μέσω του πηγαίου κώδικα και μέσω της μεθόδου των  $f$ -καμπυλών για το ΗΘΣ αέρα και μέσω της μεθόδου των  $f$ -καμπυλών για το σύστημα νερού.



Σχήμα 5-21: Σύγκριση ΗΘΣ-Αέρα και ΗΘΣ-Νερού (Πηγαίος Κώδικας- $f$  καμπύλες)





Σχήμα 5-22: Σύγκριση ΗΘΣ-Αέρα με ΗΘΣ-Νερού ( $f$ -καμπύλες)

Το ΗΘΣ αέρα και το ΗΘΣ νερού παρουσιάζουν παρόμοια ποσοστά κάλυψης κατά τους μήνες που υπάρχουν ανάγκες θέρμανσης των χώρων. Ωστόσο, το ΗΘΣ νερού παρουσιάζει ελαφρώς καλύτερα αποτελέσματα και στις δύο περιπτώσεις που εξετάστηκαν. Τα διαγράμματα των Σχημάτων 5-21 και 5-22 είναι σχεδόν πανομοιότυπα με μόνη διαφορά πως το ΗΘΣ παρουσιάζεται ελαφρώς καλύτερο όταν υπολογίζεται το κλάσμα κάλυψής του με βάση τον πηγαίο κώδικα. Ωστόσο, όπως έχει αναφερθεί τα αποτελέσματα του πηγαίου κώδικα είναι ελαφρώς αυξημένα σε σχέση με τα αποτελέσματα των  $f$ -καμπυλών και συνεπώς το Σχήμα 5-22 είναι πιο αντιπροσωπευτικό της συμπεριφοράς των 2 συστημάτων.

Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα το ΗΘΣ νερού παρουσιάζει ελαφρώς υψηλότερο κλάσμα κάλυψης και για την κάλυψη των αναγκών σε φορτία θέρμανσης από το σύστημα αέρα. Το παραπάνω συμβαίνει κυρίως λόγω τεχνικών διαφορών στους ηλιακούς συλλέκτες που χρησιμοποιούνται στα δύο συστήματα. Οι ηλιακοί συλλέκτες νερού χαρακτηρίζονται από υψηλότερο  $F_R$  από τους συλλέκτες όπου το ρευστό είναι αέρας με αποτέλεσμα να παρουσιάζουν υψηλότερο βαθμό απόδοσης και

κλάσμα κάλυψης [32]. Ωστόσο, οι διαφορές είναι πολύ μικρές στην συνολική απόδοση των δύο συστημάτων. Επίσης, τα συστήματα στα οποία το φέρον ρευστό είναι αέρας παρουσιάζουν το πλεονέκτημα πως δεν απαιτείται η ύπαρξη μονάδων (καλοριφέρ) ώστε να πραγματοποιηθεί η θέρμανση των χώρων καθώς ο αέρας διοχετεύεται απευθείας στον χώρο. Τέλος, τα ΗΘΣ αέρα χαρακτηρίζονται επίσης από την απουσία τεχνικών περιορισμών όπως η ύπαρξη θερμοκρασίας βρασμού την οποία δεν πρέπει να υπερβαίνει το ρευστό κατά τη λειτουργία των ΗΘΣ νερού καθώς και από απουσία προβλημάτων διάβρωσης.

## Κεφάλαιο 6 Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκαν τα ηλιακά θερμικά συστήματα και κυρίως συστήματα όπου το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας. Αρχικά, αναπτύχθηκε η μεθοδολογία και οι μαθηματικές σχέσεις που περιγράφουν τα στοιχεία των ηλιοθερμικών συστημάτων καθώς και τον τρόπο λειτουργίας τους. Πραγματοποιήθηκε περιγραφή του ηλιακού συλλέκτη, της δεξαμενής αποθήκευσης και του συστήματος ελέγχου για την κάλυψη των αναγκών σε φορτία θέρμανσης και ZNX και επεκτάθηκε πηγαίος κώδικας σε FORTRAN με στόχο την προσομοίωση των ηλιακών συστημάτων με φέρον ρευστό αέρα για την κάλυψη θερμικών αναγκών και ZNX. Επίσης, παρουσιάστηκε το στούντιο προσομοίωσης TRNSYS το οποίο χρησιμοποιείται για την προσομοίωση και μελέτη ΗΘΣ καθώς και η μέθοδος των  $f$ -καμπυλών. Στη συνέχεια, έγινε πιστοποίηση της σωστής λειτουργίας του πηγαίου κώδικα μέσω βιβλιογραφίας καθώς και μέσω αξιόπιστων μεθόδων όπως η μέθοδος των  $f$ -καμπυλών και το στούντιο προσομοίωσης TRNSYS ενώ πραγματοποιήθηκε εφαρμογή του πηγαίου κώδικα σε γηροκομείο το οποίο βρίσκεται στη Λάρισα για τον υπολογισμό του ποσοστού κάλυψης μέσω ηλιακής ενέργειας των θερμικών αναγκών και των αναγκών σε ZNX. Υπολογίστηκαν τα φορτία θέρμανσης και ZNX του κτηρίου και στη συνέχεια εξετάστηκαν διάφορες επιφάνειες και κλίσεις ηλιακού συλλέκτη ενώ παράλληλα έγινε σύγκριση των αποτελεσμάτων του πηγαίου κώδικα με τα αντίστοιχα αποτελέσματα του TRNSYS και των καμπύλων  $f$ .

Για την μελέτη που πραγματοποιήθηκε στο γηροκομείο για την κάλυψη των αναγκών σε φορτία ZNX χρησιμοποιήθηκε ο πηγαίος κώδικας, η μέθοδος των καμπύλων  $f$  και αναπτύχθηκε και ένα μοντέλο προσομοίωσης με τη βοήθεια του λογισμικού TRNSYS. Αρχικά υπολογίστηκαν τα ποσοστά κάλυψης και ο βαθμός

απόδοσης του συστήματος κατά τη διάρκεια ενός έτους για πέντε επιφάνειες ηλιακών συλλεκτών (100, 125, 150, 200 m<sup>2</sup>) καθώς και τρεις κλίσεις συλλέκτη (30°, 45°, 50°). Προέκυψε πως υπάρχει σύγκλιση των αποτελεσμάτων μεταξύ των τριών μεθόδων που χρησιμοποιήθηκαν με πολύ μικρές διαφορές μεταξύ τους. Από τα αποτελέσματα είναι φανερό πως αύξηση της επιφάνειας του ηλιακού συλλέκτη αυξάνει σε σημαντικό βαθμό το κλάσμα κάλυψης. Ωστόσο, ο βαθμός απόδοσης του συστήματος δεν ακολουθεί ανάλογη πορεία καθώς σε μεγάλες επιφάνειες παρατηρήθηκε μείωσή του. Η επιφάνεια των 125 m<sup>2</sup> παρουσίαζε τα καλύτερα αποτελέσματα όσον αφορά και τον συνδυασμό του ποσοστού κάλυψης και του βαθμού απόδοσης ενώ μεγαλύτερες επιφάνειες μπορεί να οδηγήσουν σε υπερδιαστασιολόγηση και αυξημένο κόστος του συστήματος. Η κλίση του ηλιακού συλλέκτη αποτελεί επίσης, κρίσιμη παράμετρο για την απόδοση του συστήματος. Ανάλογα με τη γωνία τοποθέτησης το κλάσμα κάλυψης μεταβάλλεται και σύμφωνα με τα αποτελέσματα η κλίση των 30° αποτελεί την καλύτερη λύση μεταξύ των τριών επιλογών που εξετάστηκαν. Το παραπάνω οφείλεται στην περιοχή όπου λαμβάνει χώρα η εγκατάσταση καθώς για την κλίση των 30° η προσπίπτουσα στον συλλέκτη ηλιακή ακτινοβολία κατά τη διάρκεια του έτους μεγιστοποιείται. Επίσης, με την εφαρμογή του πηγαίου κώδικα δημιουργήθηκαν διαγράμματα με τις κατανομές των θερμοκρασιών στη δεξαμενή αποθήκευσης και στην είσοδο και έξοδο του ηλιακού συλλέκτη για 4 χαρακτηριστικές ημερομηνίες (ισημερίες, θερινό και χειμερινό ηλιοστάσιο). Οι κατανομές των θερμοκρασιών παρουσιάζουν περιοδικότητα κάτι το οποίο οφείλεται στον τρόπο υπολογισμού της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας κατά την εφαρμογή του πηγαίου κώδικα. Ανάλογα με τον μήνα που εξετάστηκε, οι θερμοκρασίες τόσο της δεξαμενής και του συλλέκτη διαφέρουν ως προς τις μέγιστες τιμές που παρουσιάζουν.

Στη συνέχεια, εξετάστηκε η εφαρμογή του ΗΘΣ αέρα για την κάλυψη των φορτίων θέρμανσης του κτιρίου. Μελετήθηκαν 3 επιφάνειες συλλέκτη (500, 600, 700m<sup>2</sup>) και τρεις κλίσεις (30°, 45°, 60°) για τους μήνες που υπάρχουν ανάγκες θέρμανσης και υπολογίσθηκε το κλάσμα κάλυψης και ο βαθμός απόδοσης των συστημάτων με τη χρήση του πηγαίου κώδικα και της μεθόδου των *f*-καμπυλών. Από τα αποτελέσματα της μελέτης προκύπτει πως η συλλεκτική επιφάνεια επηρεάζει το ποσοστό κάλυψης των θερμικών αναγκών μέσω ηλιακής ενέργειας σε σημαντικό βαθμό. Η αύξηση της επιφάνειας του συλλέκτη οδηγεί σε αύξηση του ποσοστού κάλυψης με την επιφάνεια των 700m<sup>2</sup> να παρουσιάζει το υψηλότερο ποσοστό κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης. Ωστόσο, η εικόνα του βαθμού απόδοσης των συστημάτων δεν είναι ανάλογη αυτής του ποσοστού κάλυψης καθώς η επιφάνεια των 700m<sup>2</sup> οδηγεί στον μικρότερο βαθμό απόδοσης του συστήματος. Το παραπάνω οφείλεται στο γεγονός πως ιδιαίτερα μεγάλες επιφάνειες συλλέκτη μπορεί να οδηγήσουν σε υπερδιαστασιολόγηση του συστήματος και υψηλό κόστος εγκατάστασης. Την καλύτερη επιλογή αποτελεί ο συλλέκτης των 600m<sup>2</sup> καθώς χαρακτηρίζεται και από υψηλά ποσοστά κάλυψης των θερμικών αναγκών του κτηρίου και από υψηλό βαθμό απόδοσης. Για την τοποθέτηση του συλλέκτη η γωνία η οποία παρουσιάζει το υψηλότερο ποσοστό κάλυψης είναι αυτή των 60°. Η τοποθέτηση του συλλέκτη με μεγαλύτερη κλίση σε σχέση με την αντίστοιχη των 30° που χρησιμοποιήθηκε για ZNX ευνοεί τη συνολική απόδοση του συστήματος για την κάλυψη των θερμικών αναγκών καθώς αξιοποιείται μεγαλύτερο ποσό ηλιακής ακτινοβολίας κατά τους χειμερινούς μήνες όπου υπάρχουν ανάγκες για θέρμανση. Επίσης, έγινε υπολογισμός των θερμοκρασιών της δεξαμενής αποθήκευσης και του συλλέκτη για τις 21-22 Δεκεμβρίου και 21-22 Μαρτίου. Η θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον συλλέκτη διατηρείται σε περίπου σταθερά επίπεδα καθώς ισούται είτε με

τη θερμοκρασία επιστροφής του αέρα από το χώρο η οποία διατηρείται σταθερή είτε με τη θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τη δεξαμενή αποθήκευσης. Αντίθετα, η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον συλλέκτη καθώς και οι θερμοκρασίες της δεξαμενής παρουσιάζουν ημιτονοειδή κατανομή η οποία οφείλεται στην εξίσωση υπολογισμού της προσπίπτουσας ακτινοβολίας η οποία χρησιμοποιείται κατά την εφαρμογή του κώδικα. Επίσης, οι θερμοκρασίες παρουσιάζουν διαφορές ως προς τις τιμές τους ανάλογα με τη περίοδο που μελετήθηκε με τις υψηλότερες να παρατηρούνται κατά τους θερινούς μήνες όπου υπάρχει υψηλή ηλιακή ακτινοβολία.

Επιπλέον, πραγματοποιήθηκε σύγκριση του ΗΘΣ αέρα με ένα αντίστοιχο σύστημα όπου το φέρον ρευστό είναι νερό με στόχο τη σύγκριση των δύο συστημάτων ως προς το ποσοστό κάλυψης που παρουσιάζουν. Το ΗΘΣ νερού παρουσιάζει καλύτερα αποτελέσματα τόσο ως προς το κλάσμα κάλυψης για την κάλυψη αναγκών σε ZNX όσο και ως προς την κάλυψη των αναγκών θέρμανσης. Ωστόσο, οι διαφορές των δύο συστημάτων είναι μικρές. Οι διαφορές στο ποσοστό κάλυψης οφείλονται κυρίως στα διαφορετικά τεχνικά χαρακτηριστικά των ηλιακών συλλεκτών όπως το  $F_R$  το οποίο είναι υψηλότερο στους συλλέκτες νερού από τους αντίστοιχους του αέρα με αποτέλεσμα να παρουσιάζουν υψηλότερο βαθμό απόδοσης. Ωστόσο, τα ΗΘΣ παρουσιάζουν ορισμένα πλεονεκτήματα όπως η έλλειψη θερμαντικών μονάδων ως προς τα συστήματα όπου το εργαζόμενο μέσο είναι νερό με αποτέλεσμα να αποτελούν ελκυστική επιλογή.

Υπάρχουν μερικές βελτιώσεις στο πηγαίο κώδικα που θα μπορούσαν να αποτελέσουν αντικείμενο περαιτέρω εργασίας. Ένα βασικό στοιχείο το οποίο θα μπορούσε να βελτιωθεί αποτελεί το χρονικό βήμα προσομοίωσης το οποίο χρησιμοποιείται στον πηγαίο κώδικα. Οι υπολογισμοί πραγματοποιούνται με χρονικό βήμα 1 λεπτό το οποίο είναι σταθερό για κάθε εφαρμογή. Το παραπάνω θα μπορούσε

να τροποποιηθεί ώστε επιλέγεται από τον χρήστη ανάλογα με τον χρόνο προσομοίωσης που επιθυμεί να μελετήσει. Επίσης, τα αριθμητικά μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν για την περιγραφή της διαστρωμάτωσης στη δεξαμενή αποθήκευσης χρησιμοποιούνται κατά την αποθήκευση ενέργειας ενώ όταν εκλύεται ενέργεια από τη δεξαμενή υποτίθεται ότι αφαιρείται ομοιόμορφα από την κάθε ζώνη. Συνεπώς, η μεθοδολογία που αναπτύχθηκε μπορεί να επεκταθεί και για την περιγραφή της θερμοκρασίας κατά την αφαίρεση θερμότητας από τη δεξαμενή. Τέλος, για τον υπολογισμό της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στον συλλέκτη ο πηγαίος κώδικας μπορεί να τροποποιηθεί ώστε να λαμβάνει τιμές από βάσεις δεδομένων ώστε να μην υπολογίζεται βάσει της ημιτονοειδούς συνάρτησης και να υπάρχει μεγαλύτερη ακρίβεια των αποτελεσμάτων.

## Κεφάλαιο 7 Βιβλιογραφία

- [1] Pablo-Romero M. D., Sánchez-Braza A. and Lerma E. (2013), “Solar Thermal Energy Use in EU-27 Countries: Evolution and promotion,” *Alternative Energies*, 34, 241-266.
- [2] <http://ec.europa.eu/eurostat/web/energy/data/main-tables>.
- [3] Ε. ΕΠΙΤΡΟΠΗ, “Πλαίσιο για τις πολιτικές που αφορούν το κλίμα και την ενέργεια με χρονικό ορίζοντα το έτος 2030”, 2013.
- [4] Kalogirou S. A., *Solar Energy Engineering : Processes and Systems*, Elsevier, 2014.
- [5] [www.estif.org](http://www.estif.org).
- [6] <http://www.iea-shc.org/solar-heat-worldwide>.
- [7] Stryi-Hipp G., Weiss W., Mugnier D. and Dias, “*Strategic Research Priorities for Solar Thermal Technology*,” Brussels,” 2012.
- [8] Ivancic A., Mugnier D., Stryi-Hipp G. and Weiss W., “*Solar Heating and Cooling Technology Roadmap*,” Brussels, 2014.
- [9] <http://iea-shc.org/>
- [10] Hastings R., *Solar Air Systems - A Design Handbook*, Earthscan, 2000.
- [11] <http://www.estif.org/solarkeymarknew/>,
- [12] Thermal Solar Keymark, “The Quality Label for Solar Thermal Products in Europe”.



- [13] Kramer W., Oliva A., Stryi-Hipp G., Kobelt S., Dominik B., Drück H., Bühl J. and Dasch G. (2013), “Solar-active-houses – analysis of the building concept based on detailed measurements,” *Energy Procedia*, 48, 895-903.
- [14] Hans-Martin H. and Doll J. (2012), “Solar systems for heating and cooling of buildings,” *Energy Procedia*, 30, 633-653.
- [15] A. Argiriou, N. Klitsikas, Balaras και Asimakopoulos (1996), “Active solar space heating of residential buildings in northern Hellas, a case study”, *Energy and Buildings*, 26 (2). 215–221.
- [16] Α. Αηδόνης, *Θερμικά ηλιακά συστήματα για συνδυασμό θέρμανσης και ζεστού νερού χρήσης-δυνατότητες και προοπτικές στην ελληνική αγορά*, Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας.
- [17] Rehman H., Hirvonen J. and K. Sirén (2016), “Design of a simple control strategy for a community-size solar,” *Energy Procedia*, 91 486-495.
- [18] Kalogirou S. A. (2004), “Solar Thermal Collectors and applications,” *Progress in Energy and Combustion Science*, 30 (3), 231–295.
- [19] Prasad P., Byregowda H. and Gangavati P. (2010), “Experiment Analysis of Flat Plate Collector and Comparison of Performance with Tracking Collector,” *European Journal of Scientific Research*, 40 (1), 144-155.
- [20] Yu N., Wang R. and Wang L. (2013), “Sorption thermal storage for solar energy,” *Progress in Energy and Combustion Science*, 39 (5), 514-589.
- [21] S.A. Klein, W.A. Beckman και J.A. Duffie (1977), “A design procedure for solar air heating systems,” *Solar Energy*, 19 (5), 509-512.

- [22] Maithani R., Pathil A.K. and Saini J.S. (2013), "Investigation of effect of stratification on the thermal performance of packed bed solar air heater," *International journal of Energy Science (IJES)*, 3 (4) 267-275.
- [23] T. Schuman, "Heat transfer: Liquid flowing through a porous prism," Franklin Inst., 1929.
- [24] S.A.Mumma και W.C.Marvin (1976), "A Method of simulating the performance of a pebble-bed thermal energy storage and recovery system," *Heat Transfer Conf.*, St. Louis.
- [25] Howell, J. R. Bannerot και G. C. Richard B. and Vliet, *Solar Thermal Energy Systems- Analysis and Design*, McGraw Hill Book Co 1982.
- [26] Pinel P., Cynthia A. C., Beausoleil-Morrison I. and Wills A. (2011), "A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (4) 3341-3359.
- [27] Duffie J., Beckman W, *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons Inc., 1991.
- [28] Fath H. E. S. (1998), "Technical assessment of solar thermal energy storage technologies," *Renewable Energy*, 14 (1-4), 35-40.
- [29] Crandall D. and Thacher E. (2004), "Segmented thermal storage," *Solar Energy*, (77), 435-440.
- [30] S. Harmeet, R. P Siaini and S. J. Saini (2010), "A review on packed bed solar energy systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (3), 1059-1069.
- [31] "TRNSYS- A Transient System Simulation Program", University of Wisconsin - Madison Solar Energy Laboratory, 2009.

- [32] Σ. Καπλάνης, *Ήπιες Μορφές Ενέργειας II-Ηλιακή Μηχανική*, Ίων, 2004.

## Παράρτημα Α

### Α.1 Πηγαίος κώδικας ΗΘΣ για θέρμανση χώρων

```
program solaire_strat
  implicit none
  real,parameter::Pi=3.141592
  real::
  t,trise,td,qs,qmax,qref,Ta,Tam,DTa,A,ta_eff,b,Fr,U,mc,c,sum_loss,Qloss,tl,Qu=0,Qst
  =0,Ust,Ast,Ql,ml,g,Tfin,Tfout,Tlmin,tkal,Tst,Tstmax,Tstag,Tstin,DTf,dc1,dc2,dl,tr,Tl
  in,DTl,Tlout,napod,          L,          V,          epsilon,mf,cf,          cb,
  rhob,D,hv,phi1,phi2,phi3,dt,t1,t2,dx,rhoair,Q,velocity,Acr,sum_l,sum_us,sum_s,f
  Integer::maxi,daycount,i,N
  real:: Tf(6),Tb(5),Tstb(5)
  !enviromental data input
  !insert reference heat flux
  qref=687
  !insert max heat flux
  qmax=687
  !insert mean temperature
  Tam=283.0
  !insert temperature variation
  DTa=9.1
  !insert time of sunrise in minutes
  trise=361
  !insert time of daylight in minutes
  td=717
  !Collector data input
  !insert collector surface
  A=600.0
  !insert ta_eff
  ta_eff=0.89
  !insert Fr
  Fr=0.70
  !insert b
  !b=1.82
  !insert collector mass flow rate Kg/sec
  mc=0.0125*A
  !insert specific heat of working fluid
  c=1000
  !Load data input
```

```

!insert load Ql [W]
Ql=84970
!insert load mass flow Kg/sec
ml=mc
!insert load minimum temperature
Tlmin=295
!Storage data input
!insert storage surface
Ast=170.0
!insert Ustorage
Ust=0.3
!insert storage length
L=5.0
!insert porosity of pebble
epsilon=0.4
!insert m and f of air and rhoair
mf=mc
cf=1.006
rhoair=1.25
!insert number of divisions
N=5
!insert c and rho of pebbles
cb=840
rhob=1600
!insert Astorage
!insert pebble diameter
D=0.025
!insert hv
hv=7
!insert maximum storage temperature
Tstmax=373
!insert initial storage temperature
Tst=295
!Calculation data input
!insert time between output in minutes
tr=60
!insert number of time steps
maxi=240
t=trise
U=4.80
g=mc*c*Tam/qref/A
daycount=1
dc1=0
dl=0
Tlout=295
Tfin=293
Tfout=300
Tf(1)=299
sum_s=0;sum_us=0;sum_l=0;sum_loss=0;
Qloss=0

```

```

b=U*Tam/qref
Acr=30.0
napod=0
qs=0
phi1=(hv*Acr*L)/(n*mf*cf)
phi2=(mf*1000*cf*n)/(rhob*Acr*L*(1-epsilon)*cb)
phi3=(Ust*Ast*phi2)/(mf*cf*1000)
!dt=(1.0)/(phi2*(1-exp(-phi1)))
!dt=1000
print*,dt
do i = 1,N
  Tb(i)=295
enddo
open (10,file='SolSysExcel-Results.txt')
open (20,file='SolSys-Results.txt')
Write (10,*) Tb(1)
Write(20,'(2x,"Day",6x,"Time[min]",4x,"Tfin",11x,"Tfout",11x,"Tb(1)",11x,"Tb(n)",
10x,"dc1",10x,"dl",10x,"qs[W]",10x,"Qu[W]",8x,"Ql[W]",8x,"Qst[W]")')
Write(20,'(/)')
Write(20,'(i4,8F14.1,5F14.2)')
Daycount,((t-(daycount-
1)*24*60)),tfin,tfout,tb(1),tb(n),dc1,dl,Qs,Qu,Ql,Qst,napod
Do while (t<=(maxi-60/tr)*tr+trise)
Daycount=t/60/24+1
if (t>=(daycount-1)*24*60+trise .and. t<=(daycount-1)*24*60+trise+td) then
qs=qmax*sin(Pi*((t-(daycount-1)*24*60)-trise)/td)
else
qs=0
endif
Ta=Tam+DTa*sin(2*Pi*(t-(trise+360))/1440)
Tstag=Ta+ta_eff*qs/b/qref*Tam
Tfout=Tfin*(1-Fr*b/g)+Fr*Tam/g*(ta_eff*qs/qref+b*Ta/Tam)
Tf(1)=Tfout
if (Tfout-Tfin>=2) then
  Qu=mc*c*(Tfout-Tfin)
else
  Qu=0
endif
if ((Tfout-Tfin)>=2) then
if (Tfout>=295) then
  dc1=1
else
  dc1=0
endif
else
  dc1=0
endif
if (Tfout-Tfin<2) then
if (Tb(1)>=297) then
  dl=1
else

```

```

    dl=0
endif
else
    dl=0
endif
if (Qu<Ql) then
    tkal=1
else
    tkal=Ql/Qu
endif
if((dl*mc*c*(Tb(1)-Tlout))/Ql<1)then
    tL=1
else
    tL=Ql/(mc*c*(Tb(1)-Tlout))
endif
if (Qs>0) then
    napod=(100*Qu/(Qs*A))
else
    napod=0
endif
Qst=Qu-dc1*(Tfout-Tfin)*mc*c*tkal-dl*mc*c*(Tb(1)-Tlout)*tL-
Ust*Ast*(((Tb(1)+Tb(n))/2)-Ta)
Qloss=Ust*Ast*(((Tb(1)+Tb(n))/2)-Ta)
!Calculations gia apo8hkefsh
if (Tfout-Tfin>=2) then
do i=1,N
    Tf(i+1)=Tb(i)+(Tf(i)-Tb(i))*exp(-phi1)
enddo
do i=1,N
    Tstb(i)=Tb(i)+phi2*(Tf(i)-Tf(i+1))*(1-tkal)*60-phi3*(Tb(i)-Ta)*60
    Tb(i)=Tstb(i)
enddo
else
    if (tb(n)>tlout) then
do i=1,N
    Tstb(i)=Tb(i)+(Qst*60*n)/202000000/n
    Tb(i)=Tstb(i)
    Tf(1)=Tb(1)
    Tf(n+1)=Tb(n)
enddo
    else
        tb(n)=tlout
    endif
endif
if (Tfout-Tfin>=2) then
    Tfin=tkal*Tlout+(1-tkal)*Tf(N+1)
else
    Tfin=Tlout
endif
sum_loss=sum_loss+Qloss

```

```

sum_l=sum_l+Ql
sum_s=sum_s+Qs*A
sum_us=sum_us+Qu
If (mod(t-trise,tr)==0) then
Write (10,*) Daycount,((t-(daycount-1)*24*60)+tr),Tb(1)
Write(20,'(i4,8F14.1,8F14.1)') Daycount,((t-(daycount-
1)*24*60)+tr),tfin,tfout,Tb(1),Tb(N),dc1,dl,Qs,Qu,Ql,Qst,tkal
Endif
t=t+1
end do
if ((sum_us-sum_loss)/sum_l<1) then
f=((sum_us-sum_loss)/sum_l)
else
f=1
end if
write(*,'(A20,2F14.3)') 'Fraction of load=', f
write(*,'(A26,2F14.2)') 'Daily average efficiency=', sum_us/sum_s
print*, sum_us
end

```

## A.2 Πηγαίος κώδικας ΗΘΣ για θέρμανση χώρων

```

program air_water
IMPLICIT REAL(kind=8) (A-H,O-Z)
real,parameter::Pi=3.141592
real::t,trise,td,qs,qmax,qref,Ta,Tam,DTa,A,ta_eff,b,Fr,U,mc,c,Qu,Qst,Ust,Ast,mccol,
mcexch,mcair,cair,Pinv,qlyear,f,ce,s,sum_load,Tein,Teout,Frax,Qusef,cp,Vst,Lst,dst,r
India,mload,qload,Ql,ml,g,Tfin,Tfout,DTl,Tlmin,Tst,Tstmax,Tstag,dc,dl,tr,sum_st,Tli
n,Tlout,n,sum_dl,sum_pr,ai,jp,je,csc,sin,Gp,Ge,Pe,Pp,iefe,iefp,sum_s,sum_us,sum_n,
sum_n2,n2,sum_dl2,sum_l2,mstrat,delta,sum_fm,sum_gm,Tsup,time,rho,bqload,flw
max,iflag
Integer::daycount,M,years,it,hr_load,itypst,nodiv
Real, DIMENSION(10)::cld,ldd,Fm,Gm,Tsttmp,Tstrat
Real, Dimension(24)::hr,ml_u
!Enviromental Data Input
!Insert reference heat flux Qs,ref [W/mA2]
qref=432
!Insert max heat flux Qs,max [W/mA2]
qmax=432
!Insert mean temperature Ta,mean [K]
Tam=280.0
!Insert temperature variation DTa [K]
DTa=9.1
!Insert time of sunrise in minutes
trise=439
!Insert time of daylight in minutes

```



```

td=562
!Collector Data Input
!Insert collector surface A [mA2]
A=125.0
!Insert collector property ta_eff
ta_eff=0.89
!Insert collector heat removal parameter FR
Fr=0.70
!Insert collector heat transfer coefficient U [W/mA2*K] or collector value b can be
inserted and then U is computed
U=4.80
!Insert heat exchanger mass flow rate mc [Kg/s]
mc=0.375
!Insert specific heat of working fluid in the heat exchanger [J/kg*K]
c=4190
!Insert density of the fluid [kg/m3]
rho=1000
!insert collector mass flow rate
mcair=0.0125*A
!Insert specific heat of working fluid in the collector
cair=1006
!Insert density of the fluid in the collector
rhoair=1.25
!Load Data Input
!Insert type of load, for constant load sload=0, for time dependent load sload=1
sload=1
!Insert water main supply temperature Tsup [K]
Tsup=287.0
!Insert load minimum temperature Tl,min [K]
Tlmin=328
!Storage Data Input
!Enter type of storage, mixed itypst=1 or itypst=0 for stratified storage
itypst=0
!Insert storage capacity Mst*Cp of water [J/K]
mst=39281250
!Insert storage surface Ast [mA2] otherwise insert volume storage [m3] and length-
diameter ratio of tank [m]
Ast=27.0
!Vst=0.31
!RIndia=3
!Insert storage heat transfer coefficient Ust [W/mA2*K]
Ust=0.3
!Insert maximum storage temperature Tst,max
Tstmax=373
!Insert initial storage temperature Tst,initial [K]
Tst=300
!Insert the number of divisions for stratified, maximum is 10, suggested is 3-5
nodiv=5
!Insert initial storage temp for each division [K]
if (itypst==0) then

```

```

Do i=1,nodiv
Tstrat(i)=300
End do
end if
!heat exchanger calculations
mccol=mcair*cair
mcexch=mccol
mcmin=min(mccol,mcexch)
Frex=Fr/(1+((Fr*A*U)/mccol)*((1/0.6)-1))
print*,Frex
!Calculation Data Input
!Insert time between output in minutes
tr=60
!Enter number of time steps [integer]
maxi=96
!Open files for results
open(10,file='SolSys_Econ_Results.txt')
open(20,file='SolSys_Results.txt')
!
! Different print header for different type of storage
if (itypst==1) then
Write
(20,'(2x,"Day",6x,"Time[min]",4x,"Tein",11x,"Teout",11x,"Tst",10x,"Tlin",12x,"Tlo
ut",10x,"dc",10x,"dl",10x,"qs[W]",10x,"Qu[W]",8x,"Ql[W]",8x,"Qst[W]",5x,"Efficie
ncy(%)"')')
else
Write(20,'(2x,"Day",6x,"Time[min]",4x,"Tein",11x,"Teout",10x,"Tfin",10x,"Tfout",8
x,"Tstrat(1)",8x,"Tstrat(n)",10x,"dc",10x,"dl",10x,"qs[W]",10x,"Qu[W]",8x,"Ql[W]",
8x,"Qst[W]",5x,"Efficiency(%)"')')
end if
Write(10,'(8x,"A[m^2]",5x,"Coverage[%]",5x,"Gelectr",7x,"Gpetrol",7x,"Pelectr",6x,
"Ppetrol",9x,"Pinv)")
!
! Load input, sload=1 for time dependent load otherwise sload=0 for constant load
! Insert load time in minutes, 24 points
hr          =          (/          360,          420,          480,
540,600,660,720,780,840,900,960,1020,1080,1140,1200,1260,1320,1380,1440,60,12
0,180,240,300 /)
! Insert load in kg/h, 24 points if it is DHW system
ml_u=(/74.4,74.4,633.0,633.0,633.0,633.0,633.0,633.0,388.0,388.0,388.0,388.0
,388.0,844.0,844.0,844.0,844.0,844.0,74.4,74.4,74.4,74.4 /)
bqload=0
hr_load=24 !Hours of the RAND profile
DO i=1,hr_load
mload=ml_u(i)/3600
print*,ml_u(i),hr(i)
qload=mload*(Tlmin-Tsup)*c
if (qload>bqload) then
bqload=qload ! Find maximum load in order to find flow rate for stratified storage
end if

```

```

END DO
Ql=0;
! We have to find the maximum flow rate in order to find the correct dt for stratified
storage.
if (tlmin<Tsup) then
flwmax=844.
else
flwmax=bqload/(c*(tst-Tsup))
end if
! In case maximum flow rate is 0, we have to avoid Nan.
If (flwmax<0 .or. flwmax==0) then
flwmax=0.001
end if
if (itypst==0) then
mstrat=max(mc,flwmax)
delta=.1*mst/(nodiv*mstrat*c) ! The maximum flow rate in order to ensure the
steadiness
if (delta>tr) then
delta=tr
else
delta=tr/(int(tr/delta)+1)
end if
print*,flwmax,bqload,delta
end if
if (Ast<0) then
Vst=mst/(rho*c)
Lst=(4.*Vst*(RIndia**2)/pi)**0.333
dst=lst/rIndia
Ast=pi*(dst/2+lst)
end if
!print*,Ast
! Initial values
t=trise
dc=0
dl=0
if (U>0) then
b=U*Tam/qref ! Collector value b based on U
else
U=b*qref/Tam ! Collector value U based on b
end if
g=mc*c*Tam/qref/A ! Gamma coefficient
daycount=1
tlin=Tst;Tein=Tst;Teout=300;tfin=300;tfout=300;
n=0;Qu=0;Qs=0;Qst=0;sum_dl=0;sum_l=0;sum_s=0;sum_st=0;sum_u=0;it=0;sum_u
s=0;sum_n=0;sum_n2=0;sum_dl2=0;sum_l2=0;sum_load=0
!
tlout=Tsup;
if (itypst==1) then
Write(20,'(i4,8F14.1,5F14.2)') Daycount,((t-(daycount-
1)*24*60)),tein,teout,tst,Tlin,Tlout,dc,dl,Qs,Qu,Qload,Qst,n

```

```

else
Write(20,'(i4,6F14.1,8F14.1)'
                                     Daycount,((t-(daycount-
1)*24*60)+tr),tein,teout,Tfin,Tfout,tstrat(1),tstrat(nodiv),dc,dl,Qs,Qu,Qload,Qst,n
end if
!
Do While (t<=(maxi-60/tr)*tr+trise)
Daycount=t/60/24+1
qst=0
!Load calculation
Do i=1,hr_load
if (hr(i)==((t-(daycount-1)*24*60))) then
mload=ml_u(i)/3600
qload=mload*(Tlmin-Tsup)*c
end if
end do
if (itypst==0) then ! For stratified storage
tlin=Tstrat(1)
end if
if (tstrat(1)>tst) then
ml=qload/((tlin-Tsup)*c)
else
ml=mload
endif
Ql=ml*(tlin-Tsup)*c
!
If (t>=(daycount-1)*24*60+trise .and. t<=(daycount-1)*24*60+trise+td) then
qs=qmax*Sin(Pi*((t-(daycount-1)*24*60)-trise)/td)
Else
qs=0
End if
!
!Teout=Tein+(Qu/(mcmin))
Ta=Tam+DTa*Sin(2*Pi*(t-(trise+360))/1440)
if (itypst==1) then
Tein=Tst
else
Tein=Tstrat(NODIV)
Tlin=Tstrat(1)
end if
Tstag=Ta+ta_eff*qs/b/qref*Tam
!Teout=Tein+Qu/(mcexch)
Teout=Tein+(Qu/(mcmin))
Tfout=Tein+(Qu/(0.6*mcmin))
Tfin=Tein+Qu/(0.6*mcmin)-(Qu/mccol)
!
If (Tstag-Tein>6) then
If (Tst>Tstmax) then
dc=0
Else
If (Teout-Tein>2) then

```

```

dc=1
Else
dc=0
End if
End if
Else
dc=0
Endif
!
if (ml==0) then ! when the flow rate of the load is zero, then the temperature
difference is also zero inorder to avoid NAN
DTL=0
else
DTl=Ql/ml/c
end if
!
If (DTl>0) then
if (itypst==1) then ! Mixed tank
If (Tst<Tsup) then
dl=0
Else
dl=1
End if
else ! Stratified tank
If (Tlin<Tsup) then
dl=0
Else
dl=1
End if
end if
Else
dl=0
End if
!
Qu=frex*A*(qs*ta_eff-U*(Tein-Ta))
Tlout=Tsup
if (itypst==1) then ! Mixed tank
Tlin=Tst
!Tlout=Tlin-Dtl
Qst=dc*Qu-dl*Ql-Ust*Ast*(Tst-Ta)
Tst=Tst+Qst*60/mst
else ! Stratified tank
Tlin=Tstrat(1)
frlcst=mc*c*delta*dc/(Mst/nodiv)
frldst=ml*c*delta*dl/(Mst/nodiv)
Do i=1,nodiv
sum_fm=0;sum_gm=0;fm(i)=0;gm(i)=0
if (i>1) then
if (Teout>Tstrat(i) .and. Teout<Tstrat(i-1) ) then
fm(i)=1

```

```

else
fm(i)=0
end if
Do j=1,i-1
sum_fm=sum_fm+fm(j)
end do
cld(i)=(Tstrat(i-1)-Tstrat(i))*sum_fm
else
if (Teout>Tstrat(i) ) then
fm(i)=1
else
fm(i)=0
end if
sum_fm=0
cld(i)=0
end if
if (i<nodiv) then
if (Tlout<Tstrat(i) .and. Tlout>Tstrat(i+1)) then
gm(i)=1
else
gm(i)=0
end if
Do j=i+1,nodiv
sum_gm=sum_gm+gm(j)
end do
ldd(i)=(Tstrat(i+1)-Tstrat(i))*sum_gm
else
if (Tlout<Tstrat(i)) then
gm(i)=1
else
gm(i)=0
end if
sum_gm=0
ldd(i)=0
end if
Tsttmp(i)=Tstrat(i)+frlcst*(fm(i)*(Teout-Tstrat(i))+cld(i))+frldst*(gm(i)*(Tlout-
Tstrat(i))+ldd(i))-ust*(ast/nodiv)*(Tstrat(i)-Ta)*delta/(Mst/nodiv)
qst=qst+mst*(Tsttmp(i)-Tstrat(i))/(60*nodiv)
Tstrat(i)=Tsttmp(i)
end do
end if
If (Qs>0 ) then
n=(100*Qu/(Qs*A))
else
n=0
end if
If (mod(t-trise,tr)==0 ) then
if (ml==0) then
sum_dl2=sum_dl2+1
end if

```

```

sum_dl=sum_dl+dl ! Different way to calculate the solar fraction by seeing when the
valve is open
End if
sum_l=sum_l+Ql
sum_s=sum_s+Qs*A
sum_us=sum_us+Qu
sum_load=sum_load+bqload
If (mod(t-trise,tr)==0 ) then
if (itypst==1) then
Write(20,'(i4,8F14.1,8F14.1)') Daycount,((t-(daycount-
1)*24*60)+tr),tfin,tfout,tst,Tlin,Tlout,dc,dl,Qs,Qu,Ql,Qst,n
else
Write(20,'(i4,6F14.1,8F14.1)') Daycount,((t-(daycount-
1)*24*60)+tr),tein,teout,Tfin,Tfout,tstrat(1),tstrat(nodiv),dc,dl,Qs,Qu,Ql,Qst,Ta
end if
write(10,*) Tfin,Tfout,Tein,Teout
End if
t=t+1
End do
!Qload in a year
qlyear=sum_l*365*24/1000
!Load coverage
if (sum_us/sum_l<1) then
f=((sum_us/sum_l))
else
f=1
end if
write(*,'(A20,2F14.3)') 'Fraction of load=', f
write(*,'(A20,2F14.3)') 'Time load pump is on=', sum_dl/(maxi-sum_dl2)
write(*,'(A26,2F14.2)') 'Daily average efficiency=', sum_us/sum_s
print*,sum_us,sum_l
!End do
End

```